



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VÝVOJ TURBODMYCHADEL

DEVELOPMENT OF TURBOCHARGERS

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

#### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

FILIP ZOGATA

#### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. KAMIL ŘEHÁK, Ph.D.

BRNO 2021

# Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Filip Zogata**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Vývoj turbodmychadel

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Se zvyšujícími se požadavky uživatelů nejen na výkon vzrůstá potřeba výrobců automobilu po řešeních jak splnit požadované parametry. Jednou z komponent, která se podílí na zvýšení výkonu je i turbodmychadlo. Jelikož se jedná o komponentu, jež je vystavena extrémním provozním podmínkám, je na její vývoj kladen veliký důraz. V rámci jejího vývoje je využíváno výpočtové modelování stejně tak, jako technické experimenty.

### **Cíle bakalářské práce:**

Vytvořit přehled současných vývojových trendů u turbodmychadel.  
Vytvořit přehled požadavků kladených na vývoj turbodmychadla.  
Zhodnotit možnosti testování turbodmychadel.  
Zhodnotit využití numerických simulací při návrhu turbodmychadel.

### **Seznam doporučené literatury:**

WATSON, N. a JANOTA M. S. Turbocharging the Internal Combustion Engine, Palgrave, London ISBN 978-1-349-04026-1.

MILLER, Jay K. Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems, CarTech Inc, 2008, 160 s. ISBN 978-1-932494-29-7.

BELL, Corky. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems (Engineering and Performance), Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems (Engineering and Performance), 256 s.,ISBN 978-0837601601.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Táto bakalárská práca sa zaoberá vývojovým cyklom turbodmychadla. Pri vývoji komplexných súčastí, medzi niž turbodmychadlo zcela bezpochyby patrí, je potreba využiť množství technických experimentů a to jak testování na fyzickém modelu, tak i pomocí počítačových programů. Cílem této práce je vytvořit základní přehled požadavků kladených na vývoj turbodmychadel, a následně přiblížit využití numerických simulací a testování na zkušebních stanicích. V práci jsou také zmíněny současné trendy v tomto odvětví na základě publikovaných studií z posledních let. V závěrečné části je proveden výpočet modální analýzy turbodmychadla pomocí dvou přístupů.

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with the development cycle of a turbocharger. When we are developing complex components, which completely include the turbocharger, it is necessary to use a number of technical experiments, both testing on a physical model and using computer programs. The aim of this work is to create a basic overview of the requirements for the development of turbochargers, then to approach the use of numerical simulations and testing at gas stations. This work also mentions current trends in this industry based on published studies from recent years. In the final part, the calculation of the modal analysis of the turbocharger is performed using two approaches.

## **Klíčové slova**

Turbodmychadlo, vývoj turbodmychadel, testování turbodmychadel, numerické simulace u turbodmychadel, budoucnost turbodmychadel, přepřňování turbodmychadlem, CFD, FEA, modální analýza

## **Keywords**

Turbocharger, development of turbochargers, testing of turbochargers, numerical simulation of turbochargers, future of turbochargers, charging by turbochargers, CFD, FEA, modal analysis

ZOGATA, F. *Vývoj turbodmychadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021. 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing.Kamil Řehák, Ph.D.



Prohlašuji, že bakalářskou práci s názvem *Vývoj turbodmychadel* jsem vypracoval sám, po vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D., s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu na konci práce.

.....  
Filip Zogata  
20. května 2021

V následujících slovech by jsem chtěl poděkovat svému vedoucímu, Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D., za odborný přístup, cenné rady a připomínky, které mi pomohly při tvorbě této závěrečné práce. Dále bych chtěl hlavně poděkovat rodičům, kteří mi umožnili studium na této vysoké škole i všem známým, kamarádům, kteří mi při tvorbě této práce byli oporou.

Filip Zogata

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>Turbodmychadlo</b>	<b>10</b>
2.1	Princip práce . . . . .	11
2.2	Způsoby přepřňování . . . . .	11
2.2.1	Impulsní přepřňování . . . . .	11
2.2.2	Rovnotlaké přepřňování . . . . .	12
2.3	Regulace turbodmychadla . . . . .	12
<b>3</b>	<b>Hlavní požadavky</b>	<b>15</b>
3.1	Volba základních požadavků . . . . .	15
<b>4</b>	<b>Vývoj turbodmychadla</b>	<b>16</b>
4.1	Výběr kompresoru a turbíny . . . . .	16
4.2	Uložení . . . . .	17
4.3	Mazání a ložiska . . . . .	17
4.4	Těsnění . . . . .	19
4.5	Hlučnost . . . . .	19
4.6	Mezichlazení . . . . .	20
<b>5</b>	<b>Jednotlivé části turbodmychadla a jejich namáhání</b>	<b>21</b>
5.1	Radiální kompresor . . . . .	21
5.1.1	Skříň kompresoru . . . . .	22
5.1.2	Oběžné kolo . . . . .	22
5.1.3	Namáhání kompresorové části . . . . .	23
5.2	Ložisková skříň a její namáhání . . . . .	23
5.3	Radiální turbína . . . . .	24
5.3.1	Turbínová skříň . . . . .	24
5.3.2	Turbínové kolo . . . . .	26
5.3.3	Namáhání turbínové části . . . . .	27
<b>6</b>	<b>Numerické simulace</b>	<b>28</b>
6.1	Obsný postup při numerických simulacích . . . . .	28
6.2	FEA-Analýza pomocí metody konečných prvků . . . . .	28
6.3	CFD-Počítačová dynamika tekutin . . . . .	29
6.4	Výhody numerických simulací . . . . .	30
6.5	Využití numerických simulací při vývoji turbodmychadla . . . . .	30
6.5.1	Příklady využití numerických simulací . . . . .	30
<b>7</b>	<b>Testování turbodmychadel</b>	<b>37</b>
7.1	Základní podmínky . . . . .	38
7.2	Průběh testů . . . . .	38
7.3	Nejdůležitější testy . . . . .	38
7.4	Porovnání technických experimentů a numerických simulací . . . . .	41
7.4.1	Shrnutí porovnání . . . . .	42

<b>8</b>	<b>Budoucnost turbodmychadel</b>	<b>43</b>
8.1	E-turbo . . . . .	44
8.2	Turbodmychadlo s katalyzátorem . . . . .	45
8.3	Dual Volute Turbocharger . . . . .	45
8.4	Sekvenční axiální turbodmychadlo . . . . .	46
8.5	VNT Turbodmychadla u zážehových motorů . . . . .	47
8.6	Aditivní technologie . . . . .	47
8.6.1	První vytvořené turbodmychadlo 3D-tiskem . . . . .	48
8.6.2	Výroba části turbodmychadla aditivní technologií . . . . .	48
8.7	Další zajímavé výzkumy během posledních pár let . . . . .	48
8.7.1	Rotor z keramiky . . . . .	49
8.7.2	Vyšší přesnost simulací pomocí neuronových sítí . . . . .	49
8.7.3	Bezkontaktní těsnění . . . . .	50
<b>9</b>	<b>Výpočtová modální analýza</b>	<b>51</b>
9.1	Úprava modelu geometrie . . . . .	51
9.2	Nastavení simulací . . . . .	52
9.2.1	Nastavení materiálu . . . . .	52
9.2.2	Volba výpočtového přístupu . . . . .	53
9.2.3	Nastavení strukturální analýzy pro předpětí šroubů . . . . .	53
9.2.4	Nastavení modální analýzy . . . . .	54
9.3	Vyhodnocení . . . . .	55
<b>10</b>	<b>Závěr</b>	<b>57</b>
<b>11</b>	<b>Literatura</b>	<b>58</b>
<b>12</b>	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	<b>66</b>

# 1 Úvod

Na automobilní průmysl jsou kladené velké nároky, jak už vlivem většího důrazu na ochranu životního prostředí prostřednictvím snižováním škodlivých emisí, tak i požadavky zákazníků na poměr cena a výkon. V důsledku toho samozřejmě rostou požadavky i na vývoj lepších spalovacích motorů, u kterých se snažíme dosáhnout co nejlepších charakteristik účinnosti, výkonu a kroutícího momentu. Proto s vývojem spalovacích motorů zde vzniklo mnoho zajímavých vylepšení, z nichž se bezpochyby mezi nejdůležitější řadí přeplňování.

Přeplňování motoru, v automobilním průmyslu, znamená způsob, jak dostat více vzduchu do válců spalovacího motoru, což umožní následně použít i více paliva, které můžeme využít ve válci, a tím zvýšit jeho výkon. Jedná se tedy o způsob zvýšení výkonu, aniž bychom museli zvýšit otáčky. Přeplňování u automobilů bylo v minulosti spojeno pouze s mechanickými dmychadly, u kterých vznikly různé varianty, z níž nejvíce používané bylo Rootsovo dmychadlo, či systém Comprex.[1]

Dmychadla jako taková jsou účinná pro zvýšení hmotnosti vzduchu dodaného do motoru, ale mají jednu velkou nevýhodu. Jsou totiž poháněny od klikové hřídele, a tím ještě část energie motoru odebírají. Tyto dmychadla bývaly hlavně použity u závodních automobilů, které potřebují rychlou odezvu při potřebě vyššího výkonu. Jejich hlavní nevýhodu odstranilo až turbodmychadlo a u dnešních sériových automobilů je využito spíše jeho, nebo alespoň různé kombinace obou.

Turbodmychadlo vzniklo nejprve pro velké naftové motory a až později se rozšířilo do sfér automobilního průmyslu. V dnešní době skoro všechna vznětová vozidla využívají výhod turbodmychadla. S využitím u zážehových motorů byl nejprve problém s detonací paliva a vyšší teplotou výfukových plynů, avšak dnes se zde již také používají turbodmychadla. Hlavní přínos součásti byl v tom, že dokáže využít energii výfukových plynů, která působí na lopatky turbínového kola, tedy část energie proudící spaliny předají a až poté vycházejí dál do výfukového potrubí. Pomocí této předané energie se turbína roztočí, přičemž se zároveň roztočí i kompresor, který je spojen s turbínou pomocí hřídele. Kompresor poté dodá více vzduchu do válce, tedy zvýší plnicí tlak motoru, a tím zvýší jeho výkon i účinnost. Turbodmychadlo je možno použít taky v kombinaci s dmychadlem, nebo je možné použít více turbodmychadel pro různé spektra otáček.

Právě pomocí této součásti se mnoho výrobců dnešních automobilů snaží o snížení emisí  $CO_2$ , aniž by snížili výkon motoru, přičemž význam turbodmychadla napříč průmyslovými odvětvími bude i nadále narůstat.

## 2 Turbodmychadlo

První turbodmychadla vznikaly již ve 20. létech minulého století, kde byly aplikovány jen velkými vznětovými motory, které se používaly pouze v pár odvětvích průmyslu. Turbodmychadlo se začalo více inovovat až po druhé světové válce, kdy se začal více rozvíjet automobilní průmysl, přičemž bylo snahou dosáhnout i většího výkonu motoru. Také ale v této době došlo k rozvoji žárupevných materiálů, a tím zde mohla maximální teplota motoru dosáhnout větších hodnot, což mělo za následek možnost zvýšení plnicího tlaku. Tyto rozvoje vedly k postupnému vylepšování turbodmychadel. [6, 7]

Turbodmychadla se, jako plnicí agregát, začaly upřednostňovat kvůli jeho výhodám oproti dmychadlům, např. větší efektivitou provozu. Dokáže využít i část energie výfukových plynů. Má zároveň i jednodušší konstrukci, tím je zde zmíněn velký problém konstrukce dmychadel, kde existuje nutnost mechanického spojení dmychadla a klikové hřídele. [1, 6]

Turbodmychadlům nahrává také trend dnešní doby tzv. Downsizing, kdy se snaží automobilky co nejvíce snížit spotřebu paliva tím, že zmenší objem motoru, přičemž to má vliv i na snížení škodlivých emisí. Právě zde je turbodmychadlo nepostradatelné pro zvýšení výkonu motoru, přičemž dokáže zvýšit výkon automobilů až o 30-50 %. Proto většina dnešních spalovacích motorů automobilů jak vznětové, tak i zážehové mají turbodmychadlo jako svou nepostradatelnou součást. [1, 5]

Turbodmychadla můžeme rozdělit do dvou základních typů podle využití. První typ se užívá zejména v automobilním průmyslu, kde se používají lehká a jednoduchá turbodmychadla, které dokážou využít velké spektrum otáček motoru. Většinou se jedná o spojení radiálního kompresoru s radiální, méně často i s axiální turbínou. Druhý typ se používá zejména v průmyslu jako jsou energetika, lodní průmysl, nebo různé průmyslové stroje. Zde se používají turbodmychadla, které využívají nízké až střední otáčky, přičemž bývají často velká, těžká a mají velice složitou konstrukci. Samozřejmě jsou tyto turbodmychadla jsou dražší. Využívá se zde hlavně vícestupňových turbodmychadel, přičemž se jedná hlavně o spojení radiálního kompresoru s axiální turbínou, ale i zde existují jiné typy pro různé využití. [6, 7]

Jak již bylo zmíněno, v automobilním odvětví se hlavně využívá typ s radiální turbínou i kompresorem, přičemž to znamená, že proud vzduchu vstupuje podél osy hřídele turbodmychadla a vystupuje kolmo na ni, zatímco proud spalin v radiální turbíně nejprve vstupuje kolmo na osu a vychází podél osy, což je patrné i z obrázku 2.1.

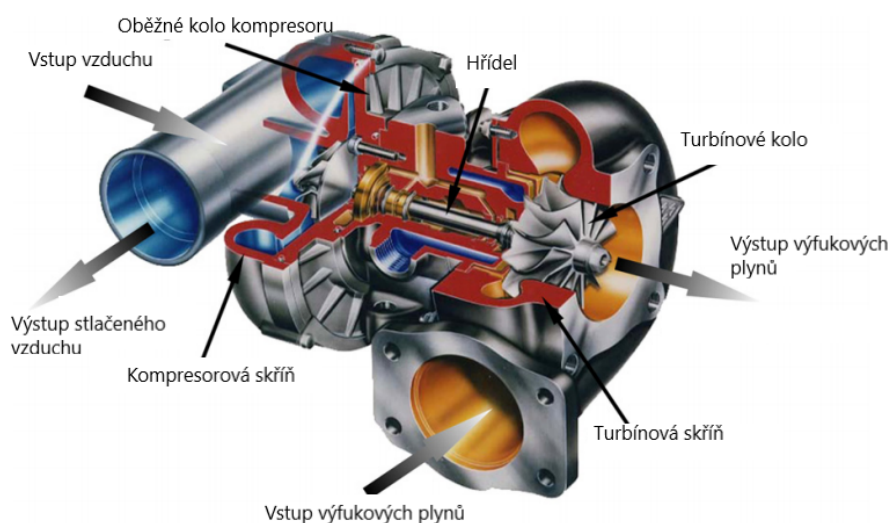
Základní součástí z čeho se aktuálně používaná turbodmychadla skládají jsou:

- Kompresorové oběžné kolo
- Kompresorová skříň
- Turbínové kolo
- Turbínová skříň
- Ložisková část

Podrobnější popis jednotlivých částí je popsán v samostatné kapitole.

## 2.1 Princip práce

Základní princip práce turbodmyhadla je vcelku jednoduchý. Proudící výfukové plyny, vycházející z válců spalovacího motoru proudí do turbínové skříně, zde působí svou energií na lopatky turbínového kola, tedy část energie proudící spaliny předají a až poté vycházejí dál do výfukového potrubí. Pomocí této předané energie se turbína roztočí, přičemž se zároveň roztočí i kompresor, který je spojen s turbínou pomocí hřídele. Kompresor poté dodá více vzduchu do válce, nebo do sacího potrubí, kde může ještě projít přes mezichladič plnicího vzduchu a až poté pokračuje nasátý vzduch do válce. Na obrázku 2.1 lze pozorovat proudění jak vzduchu tak i výfukových plynů. [1, 3]



Obrázek 2.1: Princip turbodmyhadla (upraveno) [13]

## 2.2 Způsoby přeplňování

Obecně pro přeplňování pomocí turbodmyhadla existují dva hlavní způsoby, jak využít výfukové plyny, kterými jsou:

- Impulsní přeplňování
- Rovnotlaké přeplňování

### 2.2.1 Impulsní přeplňování

Tento způsob pracuje s teplotními a tlakovými pulsy výfukových plynů, které přivádíme k turbínovému kolu. Pro tento typ přeplňování se potrubí mezi turbodmyhadlem a válcem motoru konstruuje tak, aby mělo co nejmenší objem. Ten lze upravit jeho délkou a průřezem. Potřebujeme zde ale i oddělené přívody výfukových plynů od válců motoru, kvůli možné interference jednotlivých pulsů, které by se mohly navzájem vyrušit. [2, 6]

Aby jsme tomu zamezili, využívá se při konstrukci impulsního přeplňování dvou zásad. První zásadou je, že do jedné větve je vhodné přivést maximálně tři válce motoru. Při zapojení více než třech válců do jedné větve je ale možné použít ještě měnič pulzací, přičemž jeho princip spočívá v tom, že v dýze přeměňuje energie tlakových vln v kinetickou

a v difuzoru je mění zpátky. Díky tomu zde dojde k smíšení více proudů, aniž by se navzájem rušily. Druhou zásadou je, aby byly přívody výfukových plynů od válců zapojeny s rozestupem více než  $240^\circ$  pro čtyřdobý a  $180^\circ$  pootočení klikového hřídele pro dvoudobý spalovací motor. [6]

Tento typ přeplňování se používá hlavně při nižších plnicích tlacích a u motorů, které pracují z větší části při nižším zatížení, protože rovnotlaké přeplňování má menší využití energie při nekonstantním proudu spalin. Tento typ se využívá nejčastěji v automobilním průmyslu. [6]

### 2.2.2 Rovnotlaké přeplňování

U tohoto způsobu se využívá tepelné a potenciální energie. Zde je potrubí konstruováno tak, aby mělo velký objem kvůli tomu, že veškerý proud spalin je připojen k jednomu sběrnému potrubí a je potřeba aby se proudy navzájem netlumily. Pro tento způsob je ideální, aby motor fungoval nepřerušovaně pod větším zatížením, a proto se tento typ přeplňování používá hlavně u velkých lodních a stacionárních motorů. [2, 7]

## 2.3 Regulace turbodmychadla

Důležitou konstrukční částí turbodmychadla je prvek pro regulaci, přičemž jakási základní regulace turbodmychadla probíhá v podstatě sama. Se zvyšujícími otáčky motoru totiž dochází ke zvětšení hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem vlivem rychleji se otáčející turbíny, protože z válce motoru proudí více výfukových plynů. Existuje zde ale problém pro nastavení vhodné geometrie lopatek turbodmychadla, protože pro nižší spotřebu paliva automobilu je potřeba konstrukci přizpůsobit nižším otáčkám tak, aby zde proudilo optimální množství vzduchu dodaného do válce. Tato konstrukce je ale zase při vyšších otáčkách motoru právě nedostatečná kvůli tomu, že motor produkuje více výfukových plynů, čímž zde pak dochází ke škrcení plynů. [1]

Prvním řešením tohoto problému zde vznikl WasteGate. Je to takzvaný obtokový ventil turbodmychadla, který při vysokém zatížení motoru umožní, aby část spalin proudila přímo do výfukového potrubí a do turbíny procházelo jen optimální množství, aniž by došlo ke škrcení. [1, 9, 56]

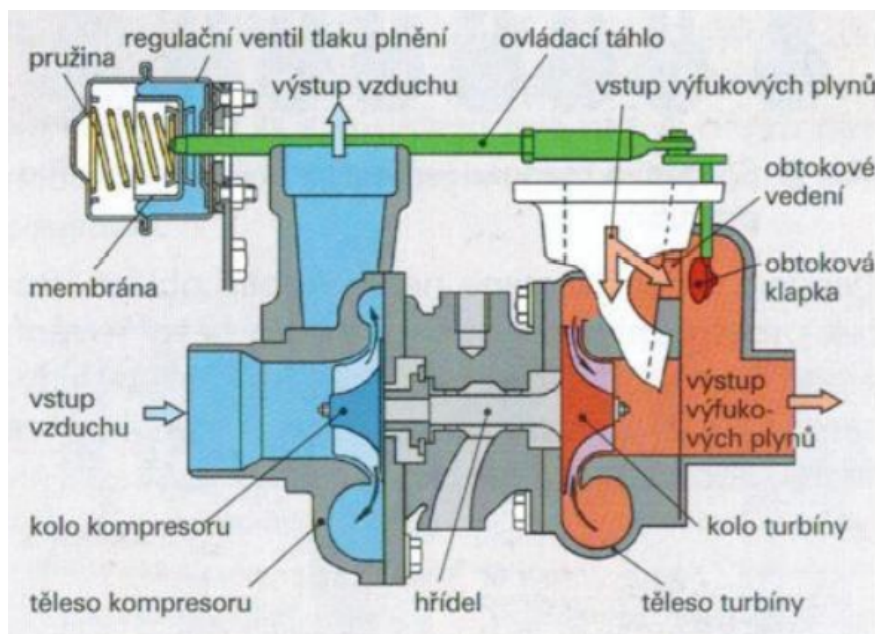


Obrázek 2.2: WasteGate (upraveno) [9]



### 2.3 REGULACE TURBODMYCHADLA

Tento ventil také odstranil problém s přehřátím turbodmychadla, protože zde nebyl žádný limit pro zvyšování otáček turbodmychadla při zvyšování otáček motoru, což mohlo vést k poškození turbodmychadla. Toto řešení má ale i pár nedostatků. Hlavním problémem či nevýhodou je, že veškeré přebytečné plyny proudí přímo do výfukového potrubí, aniž by předaly alespoň část energie, což má za následek snížení samotné účinnosti celého motoru. [7, 56]



Obrázek 2.3: WasteGate princip [56]

Proto zde vznikl další typ turbodmychadla a to regulací pomocí změny geometrie lopatek, tzv. VTG, někdy známého pod označení VNT. Jsou to zkratky z anglického označení Variable Turbine Geometry, nebo Variable Nozzle Turbine. Principem této regulace je, že při nízkých otáčkách vodicí klapky zúží vstupní průřez, viz obrázek 2.4 vlevo, tím že se natočí lopatky dovnitř. Výsledkem je zvýšení rychlosti protékajících spalin, a tím i zvýšení otáček. Naopak při vysokých otáčkách se vstupní průměr zvětší, tím že se lopatky natočí ven, viz obrázek 2.4 vpravo. To vede ke snížení otáček turbodmychadla. Tímto způsobem lze zvýšit využití energie prudících výfukových plynů, aniž by došlo k nadměrnému zatížení turbodmychadla. [1, 9]



Obrázek 2.4: Regulace pomocí VGT (upraveno) [1]

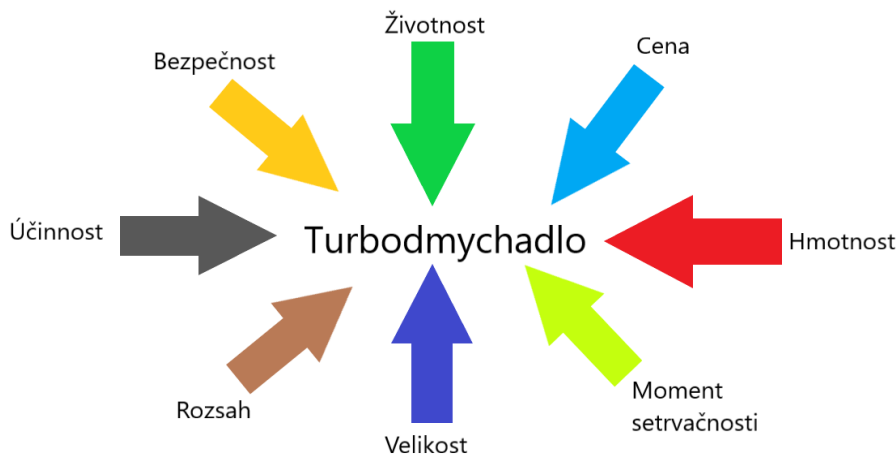
Ještě zde existuje jeden používaný typ regulace a to pomocí změny šířky rozváděcího kola turbíny. Jde o vcelku dobré řešení, neboť zde turbínou protéká vždy celý proud výfukových plynů pod optimálním úhlem, a proto si turbína zachová vysokou účinnost, ale je to konstrukčně náročné kvůli toho, že se turbínové kolo posouvá axiálně podél osy hřídelky turbodmychadla. Během tohoto posuvu se lopatky turbínového kola vsunují do prstence v druhé stěně. [1]

V dnešních automobilech je využito více typů turbodmychadel a to jak s regulací pomocí změny geometrie lopatek, nebo šířky rozváděcího kola, ale i pouze s obtokovým ventilem, přičemž právě regulace obtokovým ventilem se využívá hlavně při vícestupňovém přeplňování. Tyto regulační turbodmychadla musejí být také v kombinaci s dalšími prvky nebo systémy, které předcházejí negativním jevům např. pro odstranění problému s náhlou tlakovou vlnou při uzavření škrtící klapky v průběhu přecházení rychlostního stupně se používá upouštěcí ventil. [81, 83]

Pro odstranění dalšího negativního jevu jako je prodleva turbodmychadla se používá např. Anti-lag system. Tento systém snižuje prodlevu mezi šlápnutím akceleračního pedálu a odezvy na zvýšení hmotnostního průtoku turbodmychadlem, ale tento systém se používá pouze u závodních automobilů kvůli snížení životnosti jednotlivých částí výfukového potrubí. Pro odstranění, nebo alespoň snížení této prodlevy vznikají různé nové typy turbodmychadel, viz v kapitole Budoucnost turbodmychadel. [57]

### 3 Hlavní požadavky

Před začátkem samotného vývoje je potřeba, abychom si zhodnotili a promysleli hlavní nároky či požadavky na vývoj, přičemž je zde potřeba určitého kompromisu. Na příloženém obrázku 3.1 jsou znázorněny základní parametry pro vývoj. [7]



Obrázek 3.1: Hlavní požadavky [77]

#### 3.1 Volba základních požadavků

Prvním důležitým požadavkem na vývoj turbodmychadla je samozřejmě jeho životnost. Tento parametr samozřejmě záleží pro jaký typ vozidla provádíme vývoj, tedy pro závodní automobil bude použitý jiný materiál jednotlivých částí, a i jeho následná životnost bude odlišná od běžného sériového vozu. Samotná životnost ale může být kratší vlivem špatného zacházení s automobilem, např. neměněním oleje dle specifikace automobilu, nebo i neúdržbou vzduchových filtrů atd. S životností samozřejmě souvisí i bezpečnost, přičemž po vývoji jsou prováděny testy, které i tuto bezpečnost turbodmychadla ověří. Druhy jednotlivých testů jsou rozebrány v samostatné kapitole Testování turbodmychadel.

Dalším důležitým parametrem je cena. Pro jiný typ využití bude odlišně zvolena cena samotného vývoje, nebo i cena následného turbodmychadla. Záleží zde taky jestli už máme dostupné fyzické i počítačové modely a pouze je upravíme, nebo začínáme s úplně novým vývojem, tedy musíme vytvořit i nový model atd.

Pro dnešní automobilová turbodmychadla je podstatná také velikost, která souvisí i s momentem setrvačnosti. Tyto aspekty ovlivňují např. hmotnost celého turbodmychadla, výkonovou charakteristickou mapou, prodlevu turbodmychadla, hmotnostní průtok kompresorem a turbínou, nebo i cenu.

Posledními významnými požadavky jsou účinnost a zvolený rozsah otáček, nebo volba rozsahu hmotnostního průtoku. Pro co největší účinnost je zase potřeba vhodná konstrukce či vhodně zvolené konstrukční parametry a provoz ve vhodných otáčkách. Tyto jednotlivé požadavky samozřejmě mezi sebou souvisí a pokud změním jeden, tak to ovlivní i ostatní.

## 4 Vývoj turbodmychadla

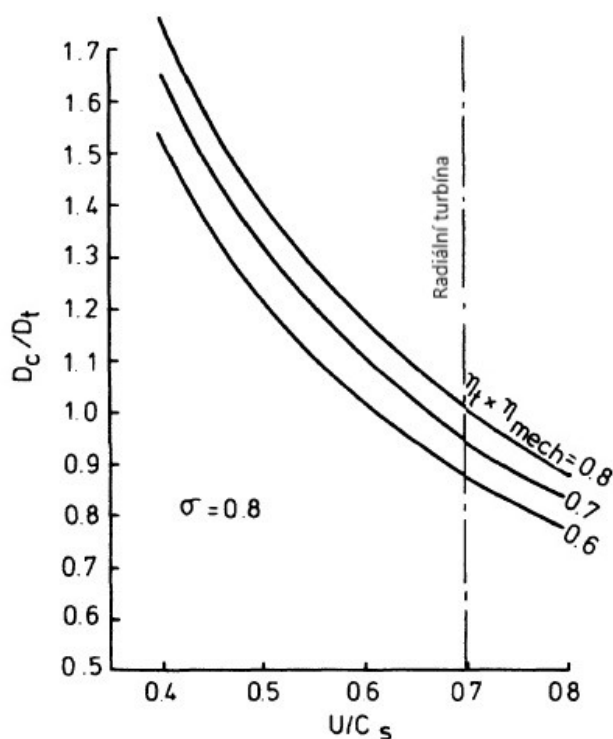
Po volbě hlavních požadavků na vývoj je potřeba se zabírat dalšími aspekty, které jsou při návrhu turbodmychadla rovněž důležité. Musíme se zde nejprve zabývat volbou turbínového kola. Dále je potřeba řešit způsob uložení ložisek a jejich následné mazání, s tím souvisí i jejich hlučnost. Důležité je také řešení těsnění samotným skříní, nebo i prvků pomocí kterých můžeme zvýšit účinnost turbodmychadla, přičemž nejpoužívanější je systém mezichlazení plnicího vzduchu.

### 4.1 Výběr kompresoru a turbíny

První volbou je potřeba zvolit oběžné kolo kompresoru a turbíny. Při této volbě se hlavně vychází z rozměru turbínového kola, přičemž následně se volí vhodné oběžné kolo kompresoru k turbínovému kolu. Vychází se zde ze vztahu mezi vnějšími průměry kol. Rovnice pak vypadá následovně:

$$\frac{D_c}{D_t} = \frac{1}{\frac{U}{C_s}} = \sqrt{\frac{\eta_t}{2\sigma}}$$

Z tohoto vzorce lze vytvořit graf na kterém je závislost jednotlivých veličin více patrná.



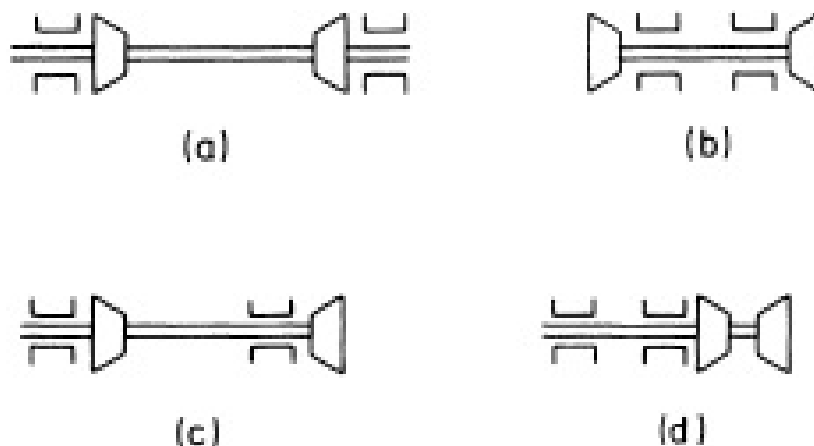
Obrázek 4.1: Vztah mezi průměry oběžných kol (upraveno) [7]

Graf na obrázku 4.1 je pouze pro automobilní průmysl, přičemž se zde používají turbodmychadla s malým počtem lopatek kompresoru u kterých se faktor skluzu kompresoru pohybuje kolem hodnoty 0,8. Násobek termické a mechanické účinnosti se většinou pohybuje kolem hodnoty 0,7. Z obrázku tedy vyplývá, že je vhodné velikost vnějšího průměru oběžného kola kompresoru mít stejnou, nebo i trochu menší než vnější průměr turbínového kola. Pro přesnější určení je ale potřeba tento vztah upravit, protože se zde používá

hlavně impulzní systém přepřínování. Upravit lze tento vztah pomocí analýzy diagramu tlaku výfukových plynů. [7]

## 4.2 Uložení

Dále je potřeba zvolit uložení hřídele v ložiscích, přičemž se volí mezi základními typy, které lze pozorovat na obrázku 4.2. Tyto typy se obecně používají u různých turbodmychadel, jak pro automobilní, tak i pro energetický či jiný typ průmyslu.



Obrázek 4.2: Uložení [7]

Z těchto čtyř typů jsou nejdůležitějšími uložení rotoru vně oběžných kol, obrázek 4.2a a uložení rotoru mezi oběžnými koly, obrázek 4.2b. První zmíněný se používá nejdéle a je využitý hlavně v oblasti lodních a stacionárních motorů. Druhý typ se používá hlavně v automobilním průmyslu, přičemž právě tento typ uložení umožňuje konstrukci malých a lehkých turbodmychadel, které jsou u vozidel potřebné. [6]

## 4.3 Mazání a ložiska

Dalším důležitým aspektem při vývoji je mazání a volba ložisek. Rotor je obecně uložen v radiálních ložiscích, které jsou mazány olejem z motoru, aby nedošlo k zadření rotující části a zároveň je tento olej je použit i k chlazení turbodmychadla. Mazací olej vstupuje do turbodmychadla s vyšším tlakem, proto je zde potřeba nejprve tento tlak snížit pomocí omezovače na hodnotu kolem 2,5 - 3 barů. Toto řešení přívodu oleje z motoru je hodně jednoduché a má nízké náklady. Navíc samotná vrstva oleje mezi ložiskovou skříní a ložiskem zároveň zvyšuje stupeň tlumení kmitání a tím zvyšuje stabilitu samotného turbodmychadla. [6, 7, 8]

V dnešních turbodmychadlech se používají většinou ložiska kluzná, ale i kuličková. Kluzná ložiska pracují na principu hydrodynamického mazání a jeho hlavními výhodami jsou nízká hlučnost, vysoká odolnost a cena. Také kvůli silné vrstvě oleje dokáží i zvýšit stupeň tlumení. Při jeho použití je ale potřeba použít i axiální kluzné pouzdro pro zachy-

cení axiálních sil. Tyto kluzná jak radiální, tak i axiální ložiska jsou obvykle vyrobeny ze slinutého olovnatého bronzu.



Obrázek 4.3: Kluzná pouzdra [76]

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem se používají v automobilech v porovnání s kluznými pouzdry poměrně krátce, avšak mají mnoho výhod oproti kluzným pouzdrům. Mají nižší třecí odpor, což vede ke snížení prodlevy turbodmychadla. Dokážou přenést i větší výkon kvůli tomu, že turbodmychadla s kluznými pouzdry musí mít drobnou vůli pro umožnění průtoku oleje, přičemž vlivem této vůle je potřeba i vůle mezi lopatkami oběžných kol a turbínovou, nebo kompresorovou skříní kvůli možnosti zadření. Dále, při kuličkových ložiskách, je potřeba i nižší množství oleje. Nevýhodou tohoto ložiska je ale jeho vysoká cena. Ložiskové kuličky jsou obvykle vyrobeny z keramiky, zatímco pouzdro (ložisková kazeta) z vysoce odolné oceli. [75]



Obrázek 4.4: Ložisková kazeta [76]

Zatížení Ložisek v turbodmychadle je jak mechanické a to vibracemi, nebo vlivem vysokých otáček, které mohou dosahovat až 300 000 otáček za minutu, ale i tepelně a to kvůli přenosu tepla z turbínového kola do jiných částí turbodmychadla. [7, 58]

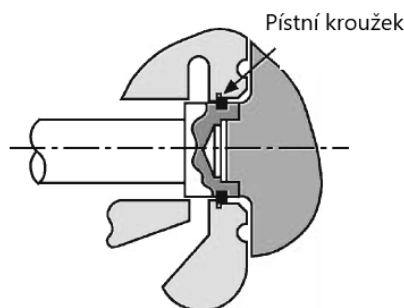
Lze je poškodit ale i např. vlivem dlouhé nečinnosti motoru, nebo také při rychlém vypnutí motoru může dojít k zadření. To může vzniknout při rychlém vypnutí motoru, přičemž nenecháme dochladit turbodmychadlo, protože zde již neprotéká nový ochlazený olej z motoru a právě olej, který zůstal v turbodmychadlu se může přehřát, a tím ovlivnit svoji mazací schopnost. Proto existují právě doporučení pro starší vozidla, že je vhodné motor nechat chvíli běžet při ukončení jízdy, a tím dochladit turbodmychadlo z většího zatížení. Dnešní vozidla již disponují regulátory, které berou v úvahu vysokou provozní teplotu turbodmychadla a kompenzují dobu ochlazení i po vypnutí vozidla. Dále se může poškodit vlivem nedostatečného odvodu tepla oleje, což může být způsobeno špatnou

konstrukci a má za následek přehřátí, které vede k tzv. koksování oleje, přičemž pak může dojít k zvýšení opotřebení ložisek. [7]

Je důležité aby v turbodmychadle byly právě vhodná ložiska, protože ztráta energie způsobená pouze ložisky se pohybuje v rozmezí od 2 do 7 % a závisí hlavně na otáčkách turbodmychadla, přičemž právě s nižšími otáčkami rostou ztráty v ložiscích.

## 4.4 Těsnění

U turbodmychadel je také velký problém s těsněním vlivem rozdílné tepelné roztažnosti skříní a rotačních částí, ale také kvůli mechanického zatížení. Proto je nutné aby byly ložiska dobře utěsněny jak u turbínové části, tak i u kompresoru a zabránilo se tak průsaku oleje, ale i nežádoucímu proudění horkých výfukových plynů do ložiskové skříně. Pro utěsnění hřídele z obou stran se proto používají pístní kroužky viz obrázek 4.5. U motorů kdy je řešena tvorba směsi paliva a vzduchu ještě před kompresorem je potřeba použít další těsnění a tím je uhlíkový sběrací kroužek. [8]



Obrázek 4.5: Pístní kroužek (upraveno) [8]

Pro utěsnění skříní se používá brusná mazací vrstva obsahující grafit, pomocí níž se následně vytvoří rovnoměrný povrch mezi částmi, kde je pouze malá mezera, která dosáhne maximálního stavu pouze při nepříznivém stavu, např. při přehřívání. [8]

## 4.5 Hlučnost

Hluk vzniklý turbodmychadlem lze rozdělit jako mechanický a aerodynamický hluk. Mechanický hluk je způsoben kmitáním povrchu těles, zatímco aerodynamický hluk prouděním kapaliny, nebo plynu. Hlučnost generována turbodmychadlem je většinou v rozsahu frekvence od 600 Hz až 18 kHz a může ho způsobit mnoho faktorů, např. proudění vzduchu zejména ve vstupní části kompresoru (tzv. syčení a hvízdání), variabilní geometrie, nebo škrťící ventil. Dále může vzniknout vlivem nevyváženosti rotorové části, nebo vlivem nevyrovnaných rychlosti vzduchu na vrcholu oběžného kola. Velikost hluku zde záleží na otáčkách turbodmychadla a počtu lopatek oběžného kola kompresoru. Tyto nechtěné zvuky lze omezit pomocí tlumiče hluku, který je většinou již v samotného návrhu turbodmychadla zapracován. Samozřejmě zde existují i další možné zdroje hluku, např. ložiska, atd. [7, 12, 82]

## 4.6 Mezichlazení

Obecně při přeplňování roste efektivní tlak na píst, a tím se zvyšuje výkon motoru, avšak s rostoucím tlakem roste i teplota a na ni je nepřímo závislá hustota vzduchu. Tedy při zvětšující se hodnotě tlaku a teploty, hustota vzduchu klesá. Zvýšení teploty vzduchu probíhá vlivem stlačení vzduchu v kompresoru a závisí na termické účinnosti kompresoru. Proto je vhodné vzduch mezi kompresorem a válcem ještě ochladit, což má za následek zmenšení tlaku a teplot v pístu a to způsobí zvětšení hustoty vzduchu. Dále se sníží i teplota výfukových plynů, a proto je potřeba v důsledku mezichlazení zmenšit průtočnou plochu turbíny, protože mají spaliny větší hustotu a došlo by k poklesu objemového toku turbínou. [5, 6]

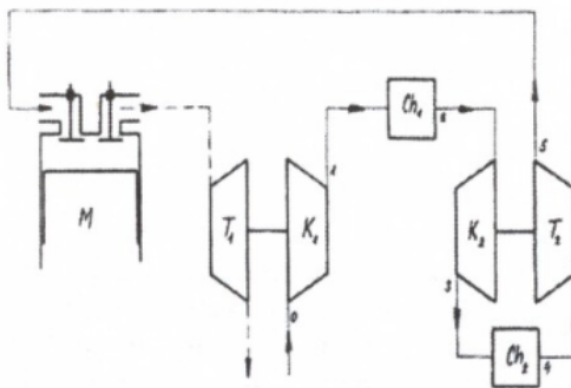
Další výhodou je že při stejné spotřebě paliva se výkon motorů zvýší o 5-6 %, a z toho vyplývá že vlivem ochlazení vzduchu také klesá měrná spotřeba paliva. [6]

U automobilů se používají dva typy chlazení:

- Běžný mezichladič
- Turbochlazení

Při ochlazování plnicího vzduchu běžným mezichladičem se využívá obvykle pouze proudící vzduch, tudíž musí být tento chladič umístěn v přední části vozu spolu s dalšími chladiči. [2]

Turbochlazení se využívá při použití dvou a více turbodmychadel. Princip fungování je patrný z následujícího obrázku 4.6, přičemž při tomto chlazení je možné se dostat až na teplotu mrazu, která vede ke zvýšení účinnosti komprese. To je způsobeno kondenzací vody ve vzduchu. [2]

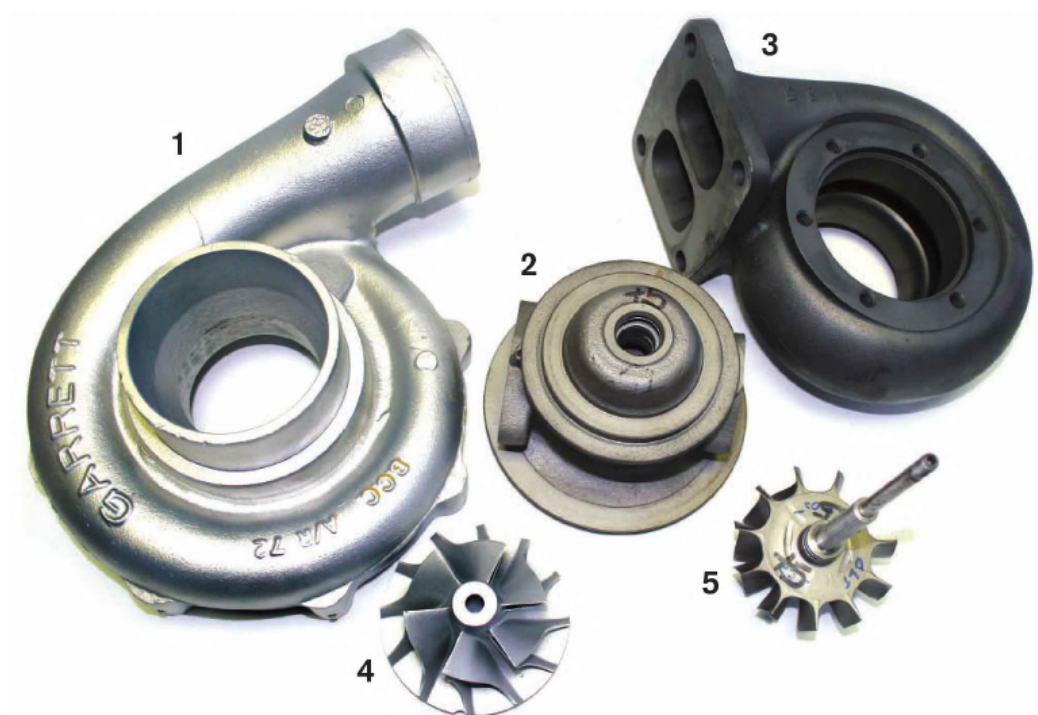


Obrázek 4.6: Schéma turbochlazení [2]



## 5 Jednotlivé části turbodmychadla a jejich namáhání

Dalším krokem při vývoji jednotlivých turbodmychadel je samotné konstrukční řešení specifického turbodmychadla. Jak již bylo vícekrát zmíněno, v automobilní průmyslu se nejčastěji používá kombinace radiálního kompresoru a radiální turbíny, proto je v této kapitole popsán hlavně tento typ. Toto turbodmychadlo a jeho části jsou navrženy hlavně pro velké spektrum otáček a zatížení motoru, tedy při konstrukci se hlavně soustředíme na možnost širokého pásma hmotnostního průtoku, ale zároveň i na kompaktnost celého turbodmychadla. [7]



Obrázek 5.1: Části turbodmychadla [9]

Způsob výroby je pro jednotlivé části většinou stejný, přičemž nejpoužívanějším způsobem je tlakové lití. Vznikají zde dva hlavní problémy. Prvním je že lopatky kompresoru jsou hodně zkroucené, navíc jsou ještě převážně spojeny mezi sebou a to představuje problém pro následné obrobení do finální podoby. Druhým problémem je, že tepelná roztažnost skříní kompresoru a turbíny je jiná než jejich oběžných kol a to vlivem různé tloušťky materiálu. To je pak spojeno s problémem těsnění jednotlivých částí turbodmychadla, které samozřejmě ovlivňuje účinnost celého celku. Také tyto části musí odolat velkému zatížení a to jak mechanickému, tak i tepelnému. [8]

### 5.1 Radiální kompresor

Tento typ kompresoru se u automobilů používá hlavně kvůli velkému spektru vhodných otáček, zatímco je u tohoto kompresoru kladen důraz na malou velikost, což souvisí s

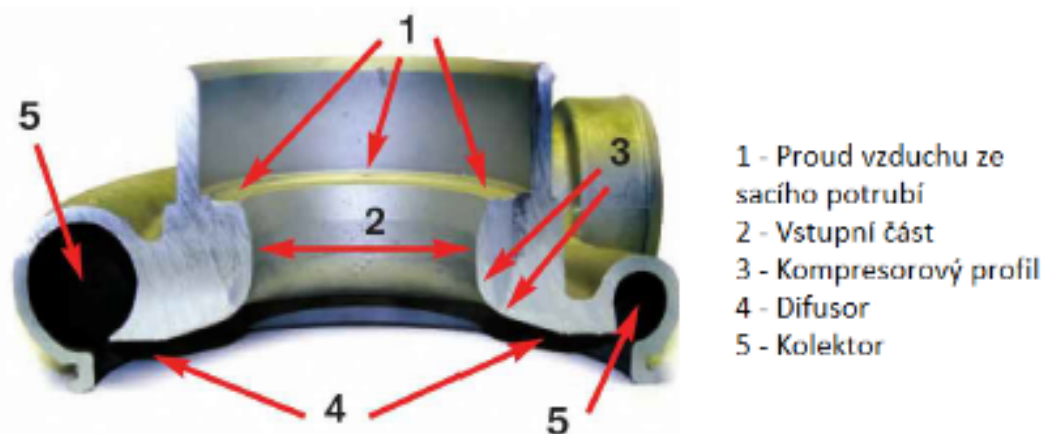
jeho hmotnosti a momentem setrvačnosti. Samotný kompresor lze pak rozdělit do dvou základních částí, a to na kompresorovou skříň a oběžné kolo.

### 5.1.1 Skříň kompresoru

Skříň kompresoru je rozdělena do několika částí podle toho jak zde proudí vzduch. Vzduch ze sacího potrubí přiváděn do kompresoru vstupním krytem, přírubou jejíž hlavním účelem je pouze přivést vzduch na lopatky oběžného kola a to pomocí jednoduché konvergentní trysky s minimem energetických ztrát. Dále vzduch narazí na oběžné kolo, to ale vlivem složitější konstrukce je více popsáno v samostatné podkapitole. [7]

Z oběžného kola kompresoru vzduch narazí na difuzor, který může být konstrukčně řešen dvěma způsoby a to s lopatkami, nebo bez nich. Existuje ale také kombinace obou typů. Lopatkový difuzor se používá při vyšším tlakovém poměru a potřebě vyšší účinnosti, avšak snižuje velikosti možného průtoku vzduchu a je potřeba, aby zde nekleslo Machovo číslo pod 1, mohlo by totiž nastat tzv. ucpání hrdla. Hlavním důvodem pro použití difuzoru je aby rychlost proudícího vzduchu nebyla příliš vysoká, tedy pomocí difuzoru lze snížit tuto rychlost na přijatelnou úroveň. Samozřejmě i zde vznikají ztráty energie a záleží zejména na jeho vstupu, protože zde proudí vzduch nejednotně a nestabilně. Poslední částí kterou vzduch proudí je kolektor, který má pouze za úkol shromažďovat vzduch z difuzoru a následně ho vést k výstupu z kompresoru. [6, 7]

Na přiloženém obrázku 5.2 je možno vidět tyto čtyři základní části kompresorové skříně.



Obrázek 5.2: Kompresorová skříň (upraveno) [9]

Kompresorová skříň bývá většinou odlita z hořčíku nebo hliníku a záleží zde hlavně na požadavku ceny. Tento odlitek je následně obroben soustružením, frézováním, atd. [8]

### 5.1.2 Oběžné kolo

Při konstrukci oběžného kola kompresoru se zabýváme volbou mezi aerodynamikou, přičemž je vhodné mít co nejtenčí lopatky, což má za následek větší hmotnostní tok, a mechanickou pevnosti, tuhosti, technologickou výrobou i následnou obrobiteľností takového oběžného kola. Následně zvolená tloušťka lopatky se pak většinou pohybuje kolem

0,8 mm. Tato tloušťka poté samozřejmě ovlivňuje i počet lopatek oběžného kola, který je vhodné použít, aby zde byl tzv. optimální sací profil. [7]

Počet lopatek, jak již bylo zmíněno, ovlivňuje také velikost faktoru skluzu, přičemž se u automobilů používá spíše menší počet lopatek a hodnotu faktoru skluzu, lze pak vypočítat podle následujícího vzorce, kde  $Z$  je pro počet lopatek oběžného kola:

$$\sigma = \frac{0,63 * \pi}{Z_k} \cong 1 - \frac{2}{Z}$$

U automobilů se používá většinou oběžné kolo s počtem lopatek kolem 12-ti a tedy faktor skluzu se pohybuje kolem 0,83. [7]

Existuje zde mnoho typů tvaru lopatek, přičemž každé má svoje výhody ale i nevýhody. Nejčastěji se ale dnes používá typ s dozadu zakřivenými lopatkami, kvůli možnosti využití velkého spektra otáček a vyšší účinnosti vlivem zmenšení rychlosti vzduchu a zvýšení tlaku již na lopatkách oběžného kola, viz následující obrázek 5.3. [9]



Obrázek 5.3: Oběžné kolo s dozadu zakřivenými lopatkami [9]

Kompresorová oběžná kola se vyrábějí převážně z hliníkové slitiny, nebo může být i použita titanová, nebo niklová slitina. [8]

### 5.1.3 Namáhání kompresorové části

Tato část se především se hlavně vypořádává s mechanickým zatížením, zejména vibracemi lopatek, vzniklými kvůli impulsního typu přepřínování, které způsobuje nerovnoměrné otáčení hřídele. Proto je potřeba zamezit těmto vibracím, zejména pak rezonančnímu buzení a pro analýzu těchto jevů je využíváno technických experimentů a numerických simulací. Pro zabránění vibrací lze např. lopatky vyztužit u náboje, nebo použít výztuhu pomocí drátu uvnitř samotných lopatek. Oběžné kolo je ale také zatíženo, stejně jako celá rotační část, vysokými otáčkami, přičemž přijatelná obvodová rychlost lopatek je kolem 550 m/s. Při vyšší rychlosti se razantně snižuje životnost. Dalším namáháním této části je i teplota vzduchu po stlačení, která může dosahovat i 400 °C, a proto je potřeba zvážit i systém mezichlazení plnicího vzduchu, který se ale u většiny automobilů již používá. [7, 8]

## 5.2 Ložisková skříň a její namáhání

Další částí je ložisková skříň, kde jsou uloženy ložiska, které jsou nalisovány na hřídeli. Nacházejí se zde i kanály pro vstup a výstup mazacího oleje, nebo jsou se zde také řešeny různé prvky pro lepší odvod tepla, přičemž zde mohou být různé části pro tepelnou

ochranu ložisek, které jsou blízko turbínové skříně. To má za důsledek velký tepelný tok přes ložiska na hřídel turbodmychadla, a proto se upravuje konstrukce této části tak, aby nenastal problém s přehřátím ložisek, nebo koksováním oleje. Můžeme zde také použít např. tzv. tepelný štít, který zabraňuje přímému dotyku ložiskové a turbínové skříně. Dalším řešením může být pouhý posun ložisek co nejvíce ke kompresorové části, nebo můžeme také použít přídavné chlazení, např. pomocí přídavného paprsku oleje, což je vhodné zejména pro zážehové motory, které mají teplotu výfukových plynů větší o 200 až 300 °C. [8, 9]

Dalším požadavkem na výrobu této skříně je potřeba, aby přiléhající části na sebe dokonale seděly, těsnily a neumožňovaly tak průsak oleje, nebo i výfukových plynů, což bylo již popsáno v samostatné podkapitole. Zároveň ložiska v této skříně, které byly rovněž zmíněny, musí odolat obrovskému mechanickému zatížení, ale i možným vzniklým vibracím. Proto se turbodmychadla simulují pomocí experimentů na reálných a počítačových modelech, které mohou predikovat tyto jevy. Hlavním cílem je tedy zabránění nežádoucím vibracím a nadměrnému vychýlení osy hřídele, což by mohlo způsobit zvýšení opotřebení, nebo i dokonce selhání ložisek. [7, 8]

## 5.3 Radiální turbína

Tento typ turbíny, je stejně jako radiální kompresor volen kvůli možnosti většího hmotnostního toku. Radiální turbínu jako celek lze rozdělit do dvou částí a to do turbínové skříně a turbínového kola.

### 5.3.1 Turbínová skříň

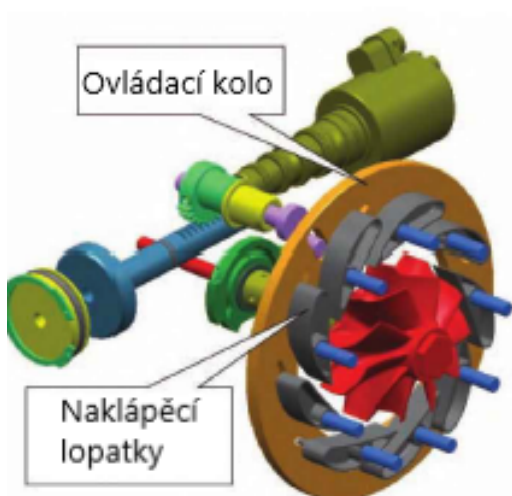
Turbínová skříň obklopuje turbínové kolo, je zde ale také řešení vstupní a výstupní části pro proud spalín. Vstupní část má zpravidla jeden nebo dva otvory, které mají obvykle obdélníkový profil, přičemž spaliny poté proudí spirálovitým kanálem až na lopatky oběžného kola. Pro typ pouze s jedním vstupem se používá označení otevřená skříň tzv. Mono Scroll a pro typ se dvěma vstupy se používá označení dělená skříň tzv. Twin Scroll. Použití dělené skříně je vhodné právě pro automobilní průmysl, jelikož lépe snáší impulzní typ přepřehování, přičemž jeho výhod je hned několik, např. lze zde využít více energie, má i větší možný rozsah otáček, nevýhodou je ale jeho cena. Tyto typy skříní lze pozorovat na obrázku 5.4. [7, 9]



Obrázek 5.4: Vlevo Mono Scroll, vpravo Twin Scroll [9]

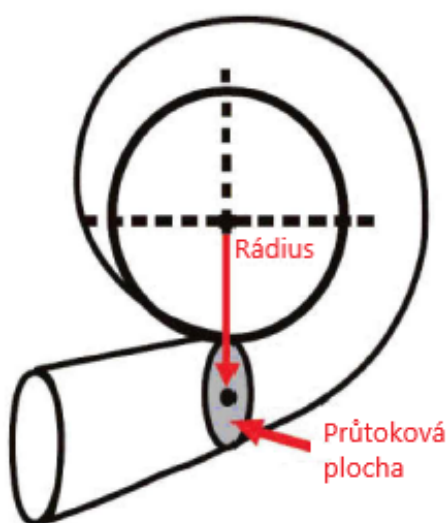
Tato vstupní část je konstruovaná tak, aby zde byly co možno nejmenší ztráty, tedy co nejmenší snížení kinetické energie výfukových plynů. Dalším požadavkem je, aby proud spalín dopadal pod optimálním úhlem na lopatky turbínového kola. Pro zvýšení kinetické rychlosti jsou používány i vstupní trysky, avšak u automobilů je potřeba velkého spektra hmotnostního průtoku, a proto se u automobilů objevují zřídka. Výstup z turbínové skříně je řešen pouze jako vyústění do výfukového potrubí od turbínového kola. [7]

V této skříní jsou také řešeny regulující prvky jako je např. obtokový ventil, nebo systém s proměnnou geometrií lopatek, přičemž pro tyto systémy musí existovat i ovládací mechanismus, který je namontován na speciálním ovládací desce, která je upevněna na ložiskové skříní. Pro příklad je na následujícím obrázku uveden mechanismus ovládání proměnlivé geometrie lopatek turbínového kola. [8]



Obrázek 5.5: Ovládací systém VGT (upraveno) [9]

Jednotlivé turbínové skříně jsou přizpůsobeny pro svůj specifický tok i tlak a pro popis velikosti těchto skříní se používá poměr  $A/R$ , přičemž  $A$  v tomto poměru znamená průtokovou plochu a  $R$  její vzdálenost od středu. [9]



Obrázek 5.6:  $A/R$  poměr (upraveno) [9]



Volba materiálů turbínové skříně závisí na typu použití. Pro vznětový spalovací motor, kde je maximální teplota kolem  $750^{\circ}\text{C}$  je použita vysoce tvárná litina, zatímco pro vyšší teploty u zážehových motoru se většinou používá austenitická nerezová litina pro teploty až  $1050^{\circ}\text{C}$ . [8]

### 5.3.2 Turbínové kolo

Další částí je turbínové kolo, které se skládá ze dvou celků, samotného turbínového kolečka a hřídelky, viz obrázek 5.7. [9]



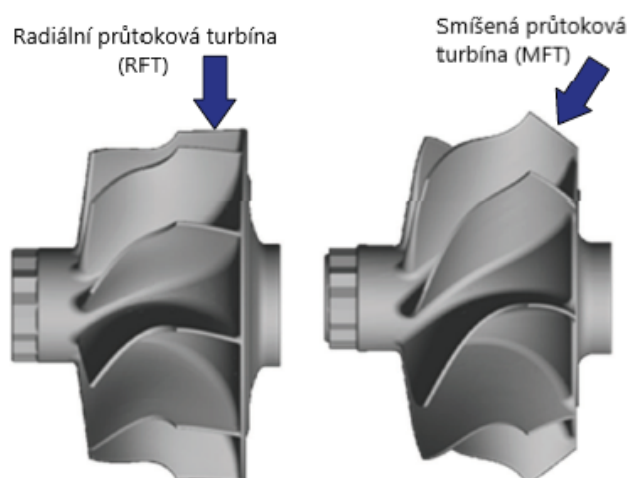
Obrázek 5.7: Turbínové kolo [78]

#### Hřídelka

Hřídelka je obvykle indukčně kalena v místech pro ložiska kvůli většího opotřebení, přičemž čepy této hřídele jsou válcovány kvůli vyšší únosnosti proti krutu. Dnes je vyráběna ze slitin s vysokým obsahem niklu a chromu, protože nikl má lepší vlastnosti než hliník. S turbínovým kolečkem je většinou spojena pomocí třecího svařování, nebo svařování svazkem elektronů. [7, 9]

#### Turbínové kolečko

Existují zde dva typy turbínových koleček podle jejich průtoku, a to radiální a smíšené. Obecně platí, že nejvyšší účinnost prvně zmíněného je při poměru otáček  $U/C_s$  kolem 0,7. U smíšeného turbínového kolečka je tato hodnota trochu menší. [15]



Obrázek 5.8: Turbínové kolečka (upraveno) [15]

Smíšené průtokové kolečka mají výhodu hlavně při nižších otáčkách, kde mají větší výkon. Mají také i nižší setrvačnost a optimální poměr otáček  $U/C_s$ , jak již bylo zmíněno, je nižší než u radiálních a proto mají i lepší odezvu (menší prodlevu). [15]

Materiálem těchto koleček bývá slitina niklu a chromu, např. GMR 235 (do 850 °C) pro vznětové motory a Inconel 713 (až do 1050 °C) pro zážehové motory. [8]

### 5.3.3 Namáhání turbínové části

Turbínová část je velmi tepelně zatížená. U většiny vznětových motorů automobilů tato teplota dosahuje hodnot kolem 850°C a u benzínových může dosáhnout až hodnot 1050°C. Dalším zatížením, které působí na celé turbodmychadlo jsou vibrace. Tyto vibrace vznikají vlivem zápalu v jednotlivých válcích motoru a přenášejí se pomocí turbínové skříně, protože je tato část uchycena obvykle ke svodům, nebo přímo k bloku motoru. Pro stanovení těchto rezonančních frekvencí se využívá modální analýza. [8]

Další velké zatížení je zejména na lopatky turbínového kola a hlavní příčinou poruch turbodmychadla bývá právě cyklická únava lopatek. Lopatky jsou namáhány od vysokých teplot spalin, ale i vzniklými vibracemi lopatek. Ty mohou vzniknout vlivem vysokých otáček, ale také vlivem impulzního typu přeplňování, čili přeplňování pomocí nestabilního proudu spalin. Proto je potřeba vždy při návrhu turbínového kola přesně měřit dynamiku lopatek a je potřeba zamezit využívání turbíny v oblasti vlastních frekvencí. Také je potřeba přesné vyvážení, aby zde nevznikalo ještě přídavné namáhání. [10, 17]

## 6 Numerické simulace

Počítačové simulace jsou dnes důležitou součástí vývoje turbodmychadla pro automobilní průmysl. Obecně lze říci že to jsou simulace, při níž je použit program, kde máme zvolené vstupní podmínky, přičemž následným úkolem je pomocí tohoto programu zjistit chování vytvořeného počítačového modelu za těchto podmínek.

Existuje zde mnoho počítačových programů pro návrh i pro mechanické simulace strojních součástí. Tyto numerické simulace slouží k určení napětí, vlastních frekvencí nebo deformace. Tato metoda se jmenuje FEA, Finite element analysis, neboli analýza metodou konečných prvků.

Taky jsou zde ale i simulační programy pro řešení mechaniky tekutin, přenos tepla i průběh chemických reakcí. Tyto programy jsou známy pod názvem CFD, Computational fluid dynamics, neboli počítačová dynamika tekutin.

### 6.1 Obecný postup při numerických simulacích

Postup při řešení pomocí numerických simulací se skládá ze tří fází:

- Preprocessing
- Processing
- Postprocessing

První fázi je příprava k numerické simulaci. Nejprve je potřeba vytvořit geometrický model v počítačovém programu CAD, např. Solidworks, Inventor, ProEngineer, Catia, ANSYS, atd. Poté následuje diskretizace modelu, tedy náhrada spojitého modelu pomocí diskrétních bodů, v nichž se soustředí fyzikální parametry popisující stav či vlastnosti. Existuje zde více numerických metod pro diskretizaci, přičemž mezi nejznámější patří Galerkinova metoda, metoda konečných objemů a metoda konečných sítí. Tato část je časově velmi náročná a záleží zde na míře zjednodušení a výkonnosti počítače, tedy s rostoucím počítačovým výkonem bude čas těchto simulací klesat. [11]

V další fázi je potřeba definovat okrajové podmínky a určit veškeré parametry potřebné k řešení, včetně samotného numerického řešení úlohy, přičemž délka řešení právě také závisí na míře zjednodušení a velikosti prvků. Pro výpočet těchto simulací se běžně používají softwary jako jsou Ansys Workbench, STAR-CCM+, Ansys CFX, nebo také Fluent. Lze použít i integrované programy již přímo v CAD programech (Solidworks, Inventor, atd.)

Poslední fázi je vyhodnocení výsledků pomocí grafů, obrázků nebo i videí na základě získaných informací během těchto simulací. Samozřejmě pokud je to možné je vhodné některé z výsledků ověřit pomocí experimentů i na fyzickém modelu.

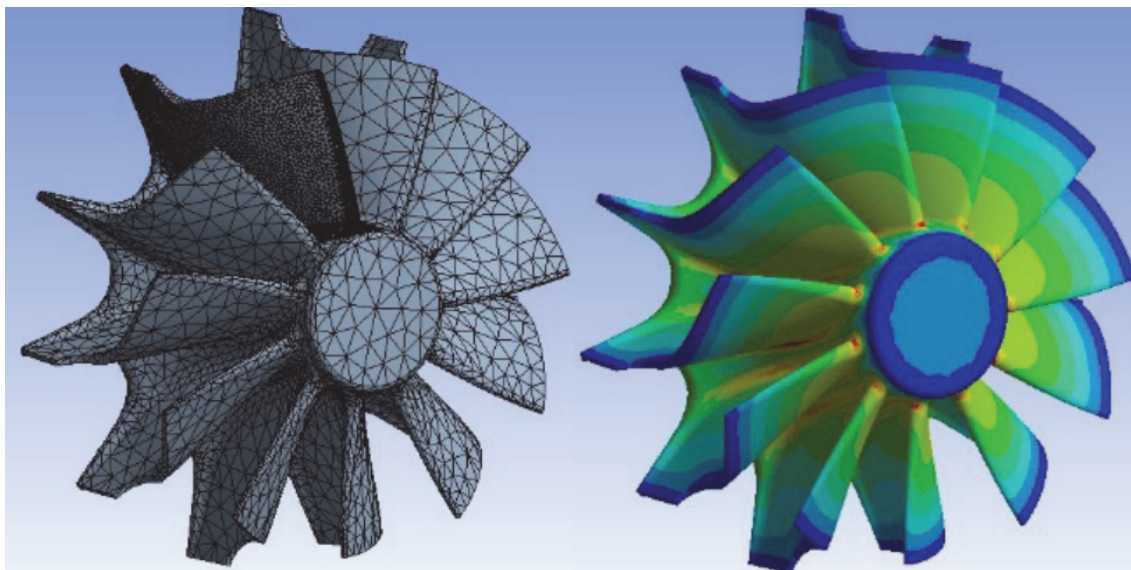
### 6.2 FEA-Analýza pomocí metody konečných prvků

Obecně lze říci že tyto metody jsou založeny na tom, že většina různých fyzikálních procesů či jevů, např. strukturální chování, přenos tepla, proudění, atd. lze popsat pomocí částečných diferenciálních rovnic. V analýze pomocí metody konečných prvků se tyto rovnice pak řeší pomocí matematické metody, např. Galerkinovy metody, přičemž tato metoda je založena na nahrazení původních rovnic integrální formou. Pak je řešená oblast,



většinou geometrický objem, rozdělen na konečný počet podoblastí, prvků. Pro každý typ prvku je charakteristický počet a poloha jeho uzlů, samozřejmě i dimenze a tvar. Jak již bylo zmíněno hustota (velikost) těchto prvků ovlivňuje rychlost a přesnost numerických simulací. Poté jsou zavedeny okrajové podmínky a následně se v jednotlivých uzlech sítě hledají dílčí řešení, např. posuvy a natočení, ze kterých lze zjistit napětí. Posléze je potřeba správně vyhodnotit výsledky na základě grafického výstupu výpočtového softwaru. [52]

Tuto metodu lze aplikovat např. pro výpočet strukturálního namáhání a lze tedy předpovědět životnost, aby zde nedošlo k selhání během používání. Příklad diskretizace a následné provedení strukturální analýzy turbínového kolečka k získání míst s maximální koncentrací napětí lze pozorovat na obrázku 6.1. [34, 80]



Obrázek 6.1: Sítí použitá při strukturální analýze a vypočtené napětí [34]

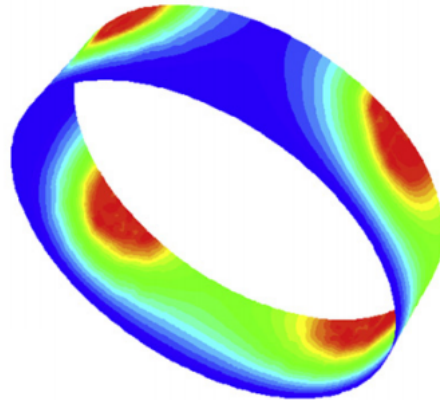
Dále se tato metoda, u turbodmychadel, používá pro modální, či harmonickou analýzu, což umožňuje zjistit hodnoty vlastních frekvencí pro zabránění rezonančním jevům. Na základě této analýzy lze i identifikovat kritické otáčky, respektive provozní stavy. [80]

## 6.3 CFD-Počítačová dynamika tekutin

Existuje zde další důležitý typ numerických simulací při vývoji turbodmychadla a to CFD. Tato metoda je založena na tom, že model proudící tekutiny je tvořen lineárními algebraickými rovnicemi. Řešení těchto rovnic popisuje v prostoru a čase parametry proudění jako jsou rychlost, tlak, teplota, apod. Proudění je však popsáno parciálními diferenciálními rovnicemi, přičemž ty vycházejí ze tří fyzikálních zákonů, jejich řešeními jsou rovnice kontinuity, transportní (pohybové) rovnice a rovnice přenosu energie. Tyto rovnice se poté řeší pomocí diskretizační metody, přičemž pro řešení mechaniky tekutin se používá nejčastěji metoda konečných objemů (MKO). V této metodě je zkoumaná oblast řešení rozdělena do konečného počtu malých prvků, tzv. kontrolních objemů. Poté jsou zavedeny okrajové podmínky a následuje jednotlivé řešení v uzlových bodech. Na základě grafického výstupu softwaru zhodnotíme výsledky. [18, 51]

Při turbulentním proudění se ale toto značně komplikuje a přímý výpočet turbulentního proudění je časově extrémně náročný, proto se zde používá Reynoldsův přístup, při kterém se parametry proudění rozdělí na časově střední hodnotu. [51].

Využívají se tedy hlavně pro simulaci proudění turbodmychadlem, přičemž následným návrhem lepší průtokové cesty lze kladně ovlivnit i účinnost průtoku. Dále se používají pro studii přenosu tepla, různé tepelné namáhání, např. turbínové a ložiskové skříně, nebo turbínového kola, ale i pro popis mazání mezi ložiskem a hřídeli. Lze je také použít pro mapování turbodmychadla. Na následujícím obrázku 6.2 lze právě pozorovat rozložení tlaku na kluzném pouzdru pomocí CFD. [80]



Obrázek 6.2: Tlak na ložisku pomocí CFD [35]

## 6.4 Výhody numerických simulací

Počítačové simulace mají hlavní výhodu v ceně a rychlosti dodaných informací oproti experimentům, nebo analytickým řešením. Avšak je potřeba většinu těchto numerických simulací validovat pomocí experimentů na reálném turbodmychadle.

## 6.5 Využití numerických simulací při vývoji turbodmychadla

V současné době se zvětšil význam simulací ve výzkumu turbodmychadel, zejména kvůli potřebě větší efektivity provozu i mimo původní návrh, ale také rozšířením provozního rozsahu. V dalších letech bude pouze důležitost těchto simulací narůstat vlivem toho, že zde budou vznikat nové výkonnější počítače a přesnost jednotlivých výpočetních modelů bude narůstat. Numerické simulace se dnes, u vývoje turbodmychadel, používají pro návrh mnoha parametrů a bez nich by dnes prakticky nebyl vývoj ani možný. [19, 20]

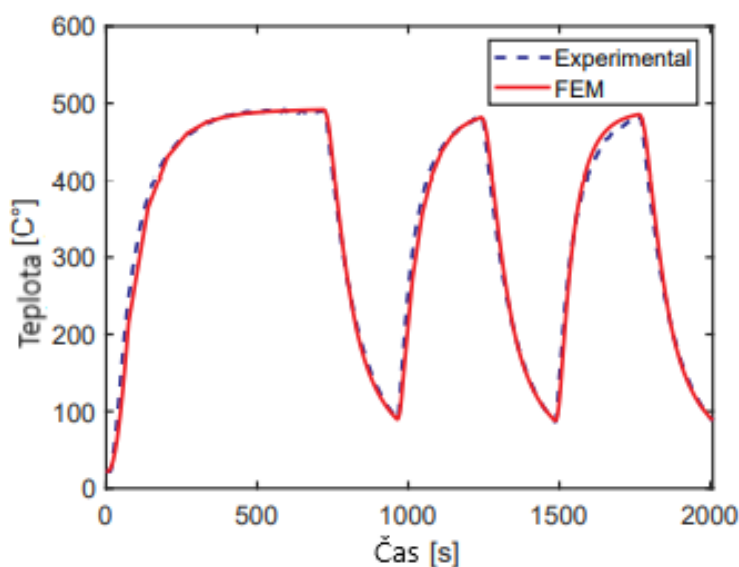
### 6.5.1 Příklady využití numerických simulací

Pro ukázkou jsou zde uvedeny výzkumy či studie z posledních let, které využily numerické simulací k popisu termodynamických dějů, k návrhu, nebo i k optimalizaci turbodmychadla.

## 6.5 VYUŽITÍ NUMERICKÝCH SIMULACÍ PŘI VÝVOJI TURBODMYCHADLA

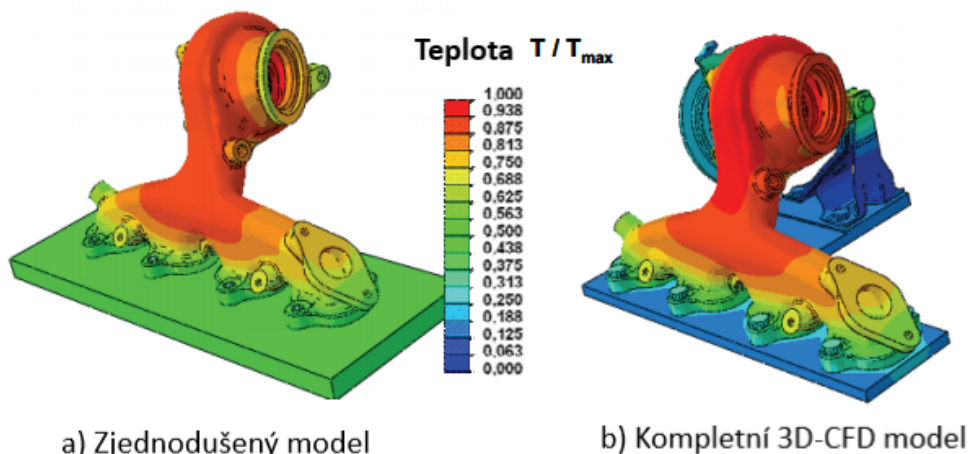
Studie [36] se zabývá analýzou přenosu tepla do okolí z potrubí mezi turbodmychadlem a motorem. Tato analýza se prováděla pro pět zvolených materiálů, konkrétně se jednalo o hliník, nerezovou ocel, PVC, CFRP a stanyl. Obvykle voleným materiálem pro toto potrubí jsou právě kovy a to hlavně kvůli větší tepelné vodivosti. Výsledkem této studie bylo však zhodnocení, že tepelný tok, který je distribuován do vnějšího prostředí je nevýznamný a takřka stejný u všech materiálů. Proto tepelná vodivost by neměla být jediným parametrem pro výběr tohoto potrubí a podstatnými vlastnostmi jsou i např. hustota, cena, ale i možnost komplikovanějších tvarů. Právě proto můžou být i plasty lepší alternativou.

Studie [40] se zabývá termomechanickou únavou turbínové skříně pomocí metody DOA (The damage operator approach, využívá se pro výpočet cyklického zatěžování). Cílem této práce bylo vytvoření a upravení numerického modelu na základě dat z experimentů. Výsledkem této práce bylo konstatování, že přístup pomocí metody DOA je vhodnou metodou pro predikci životnosti pomocí cyklických termomechanických analýz. Zároveň byla tato metoda rychlejší oproti běžným metodám založenými na energii zejména kvůli tomu, že pro výpočet postačovaly údaje pouze z izotermických testů LCF a ze zkoušek tečení materiálu. Tyto výsledky se shodují i s dřívějšími studiemi jako jsou [41], [42]. Na následujícím obrázku 6.3 lze pozorovat průběh teploty turbínové skříně, při uzavřeném obtokovém ventilu, v závislosti na čase. Jsou zde porovnány hodnoty tech. experimentu a numerické simulace, přičemž je z obrázku patrné, že výsledky pomocí této metody jsou přibližně shodné s experimenty.



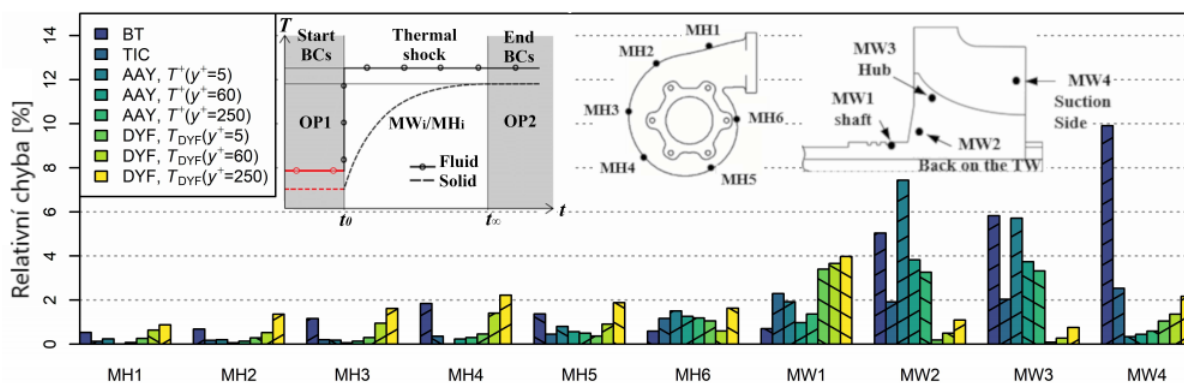
Obrázek 6.3: Průběh teploty turbínové skříně v závislosti na čase (upraveno) [40]

Studie [47] se zabývá termomechanickou analýzou turbínové skříně. Cílem této práce byla tvorba zjednodušeného numerického modelu, který by nahradil časově náročné výpočty CFD. Výsledkem této práce bylo tedy vytvoření zjednodušeného modelu pro termomechanickou analýzu turbínové skříně, ale je zde potřeba ještě dalších studií, protože tato metodika, při níž je použit pouze zjednodušený model, je pouze na začátku svého vývoje a v této studii byl model zkoumán jen při několika vstupních podmínkách. Na následujícím obrázku 6.4 lze pozorovat rozložení poměru teploty  $T/T_{max}$  na zjednodušeném modelu, část a) a na kompletním 3D-CFD modelu, část b).

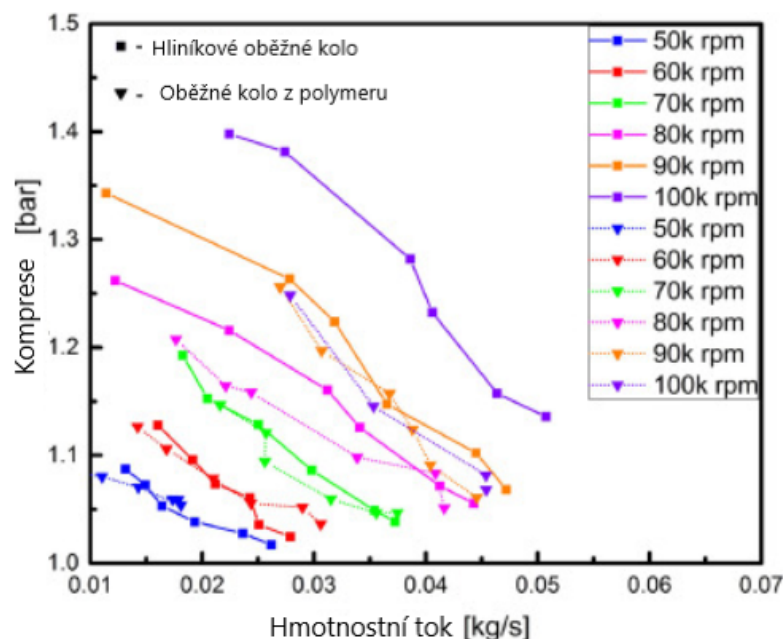


Obrázek 6.4: Rozložení teploty při jmenovitém zatížení (upraveno) [47]

Studie [48] se také zabývá termomechanickou analýzou turbínové skříně. Cílem této práce bylo provedení čtyř metod výpočtu (BT, AAY, DYF, TIC), které se liší v definici součinitelů prostupu tepla a referenčních teplot kapalin. Všechny tyto čtyři přístupy byly poté řešeny pomocí TFEA-EXPO metody, což je interpolační přístup u kterého, vlivem exponenciálního chování teplot stěn, vede tato metoda k exponenciálnímu chování součinitele prostupu tepla. Poté se přechodná teplotní pole exportovaly do strukturálního modelu MKP. Výsledkem této studie bylo tedy zhodnocení, že všechny metody tepelné analýzy vedly ke správné predikci nejvíce namáhaných míst, ale pouze přístupy AAY, DYF, a TIC vedly i k uspokojivým kvantitativním výsledkům. Celkově byla, dle této studie, nejlepší metoda AAY, protože se jevila jako nejlepší kompromis mezi přesností a potřebnou dobou k výpočtu. Pro ilustraci tohoto výsledku lze na následujícím obrázku 6.5 pozorovat velikost relativní chyby v měřicích bodech (MH) pro provozní bod 1 (OP1) pomocí čtyř metod výpočtu, přičemž  $y^+$  zde znamená bezrozměrnou vzdálenost od stěny.



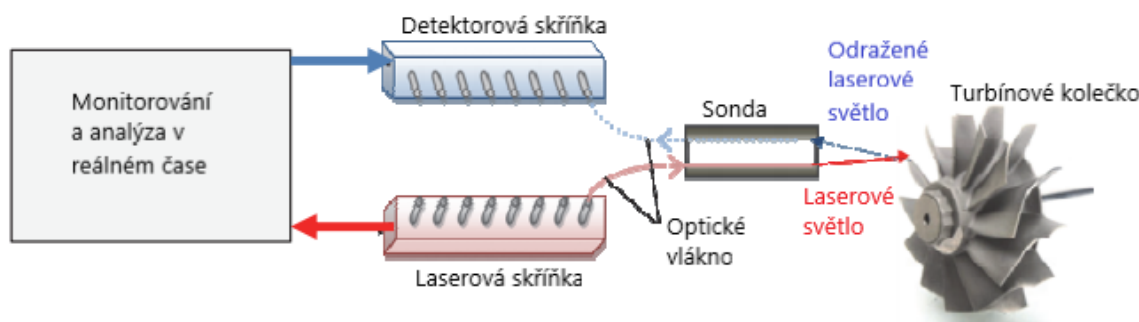
Studie [23] se zabývá numerickým a experimentálním zkoumáním oběžného kola kompresoru vyrobeného pomocí aditivní technologie. Cílem práce bylo tedy stanovení vlastností polymerního oběžného kola. Výsledkem této práce bylo, že otáčky tohoto oběžného kola by neměly přesáhnout 100 000 za minutu, viz následující obrázek 6.6. Tento obrázek popisuje hmotnostní tok a kompresi v závislosti na otáčkách hliníkového a polymerního oběžného kola, kde lze pozorovat, že polymerní turbodmychadlo mělo téměř totožné chování až do 90 000 otáček za minutu. Poté ale polymerní oběžné kolo začalo ztrácet mechanické vlastnosti vlivem změkčení pryskyřice.



Obrázek 6.6: Porovnání hliníkového a polymerního oběžného kola (upraveno) [23]

Studie [43] se zabývá vlivem počtu lopatek turbínového kola na výkon, účinnost a ztráty. Cílem práce bylo vyhodnocení, který počet lopatek (byly zde zkoumány turbínové kolečka s 3, 5, 7, 9, 11, 13 a 15 lopatky) je nejvhodnější. Výsledkem této studie bylo, že pro nejlepší výkon, účinnost a výstupní moment, turbínového kolečka se smíšeným průtokem, je nejvhodnější použití 13-ti lopatek, zatímco v jiné studii [54] byl optimální počet 14, avšak zde nebylo zkoumáno turbínové kolečko se 13-ti lopatkami a tedy optimální počet lopatek se může pohybovat mezi 13 a 14.

Studie [17] se zabývá metodou časování špiček pro predikci vibrací lopatek turbínového kolečka. Cílem této práce bylo použít tuto metodu a následně ji porovnat s numerickými simulacemi. Tato metoda spočívá ve velmi přesném měření času, kdy lopatky procházejí řadou nestejně rozložených vysoce přesných snímačů (dokážou rozeznat vibrace menší než  $0,2 \mu\text{m}$ ), viz následující obrázek 6.7. Pokud se tedy turbínové kolečko točí konstantní rychlostí, lze předvídat kdy lopatka projde daným snímačem. Vychýlení vlivem vibrací způsobí, že lopatka projde čidlem dříve, nebo později než se předpokládalo, a proto lze rozdíl těchto časů použít pro výpočet vychýlení z počáteční polohy pro každou jednotlivou lopatku. Výsledkem této studie bylo konstatování, že lze použít tuto metodu pro přesnou predikci vibrací lopatek turbínového kolečka turbodmychadla.

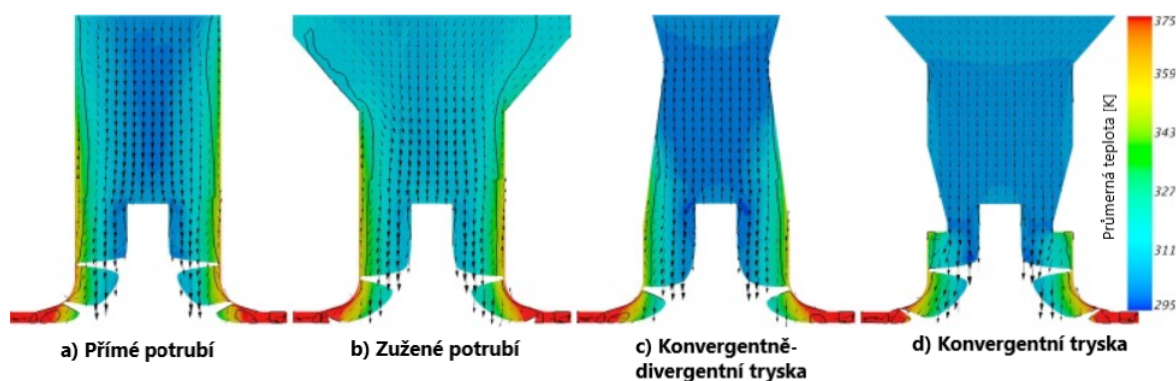


Obrázek 6.7: Systém pro detekci vibrací (upraveno) [17]



## 6.5 VYUŽITÍ NUMERICKÝCH SIMULACÍ PŘI VÝVOJI TURBODMYCHADLA

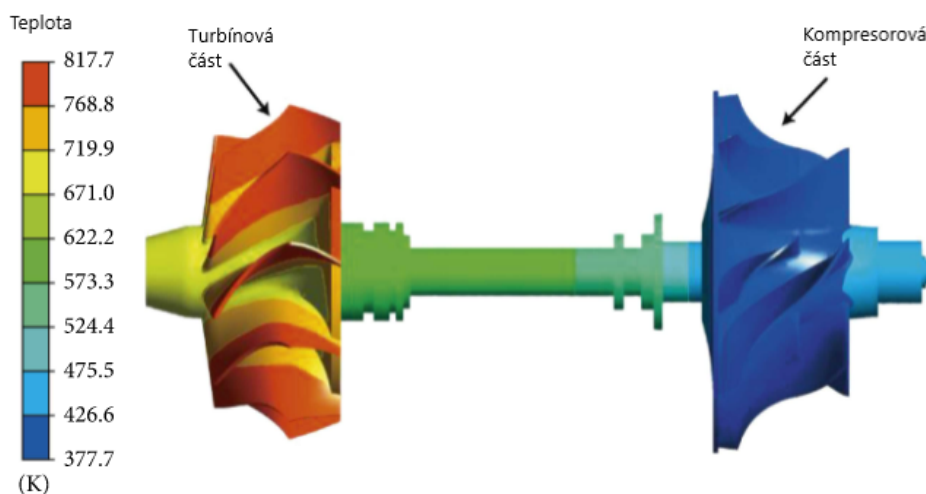
Studie [44] se zabývá vlivem geometrie kompresorové skříně na jeho výkon. Byly zde vytvořeny čtyři nejobvyklejší typy skříní a následně byl zkoumán vliv na hmotnostní tok při mezi pumpování. Dalším vyhodnocovaným faktorem byla i hlučnost. Na následujícím obrázku 6.8 lze pozorovat vyhodnocované geometrie. Výsledkem této studie bylo, že při nízkém hmotnostním toku mají trysky c), d) zvýšenou účinnost a nižší teplotu vzduchu, avšak při vyšších hmotnostních průtocích je výkon nižší než u a). Geometrie b) má vcelku stejné naměřené parametry jak a), zatímco hluk je u b), c) mírně menší než u a). Vzniklý hluk u D) trysky je výrazně menší než u a) vlivem částečného zablokování vstupní plochy.



Obrázek 6.8: Zkoumané geometrie [44]

Studie [45] se zabývá hlukem odstředivého kompresoru vzniklými vibracemi lopatek (BPF). Cílem této studie bylo prozkoumání vlivu počtu lopatek a vůle lopatky na vznik hluku. Výsledky této studie ukazují, že vůle lopatek má malý dopad na vznik hluku, zatímco se zvyšujícím počtem lopatek se vzniklý hluk velmi snížil.

Studie [46] se zabývá dynamickými vlastnostmi rotoru turbodmychadla. Cílem práce bylo prozkoumat tyto vlastnosti v teplotním poli. Byla zde použita metoda CHT. Tato metoda se zde použila pro získání rozložení teploty rotoru, přičemž následně byla tato teplota rotoru použita i ve výpočtu modální analýzy. Výsledkem této studie bylo, že zvýšená teplota rotoru, viz obrázek 6.9, má za důsledek snížení tuhosti rotoru, což způsobí snížení hodnot vlastních frekvencí. Pokles byl znatelnější hlavně při vyšší otáčkách, a proto musíme vzít v úvahu teplotu během jeho provozu pro dynamickou konstrukci a předpověď stability.



Obrázek 6.9: Teplota rotoru (upraveno) [46]

## 6.5 VYUŽITÍ NUMERICKÝCH SIMULACÍ PŘI VÝVOJI TURBODMYCHADLA

Studie [53] se zabývá modální a harmonickou analýzou turbodmychadla. Cílem této práce bylo vytvoření numerického modelu turbínového kolečka a na základě tohoto modelu provést modální a harmonickou analýzu. Výsledkem této studie bylo nalezení prvních šesti přirozených frekvencí a jejich tvarů, přičemž první vlastní frekvence (6842 Hz) byla mnohem vyšší než maximální uvažovaná provozní frekvence (1600 Hz), tedy turbínové kolo bylo bezpečné proti rezonančním jevům. Přijatelné byly také výsledky z harmonické analýzy, kde harmonická odezva byla ve stanoveném rozsahu, protože maximální hodnota posunu byla mnohem menší než hodnota statického posunutí.

Studie [49] se zabývá modální analýzou rotoru turbodmychadla s plovoucími kluznými pouzdry. Cílem této práce byla prozkoumání vlivu olejové na hodnoty přirozených frekvencí rotoru turbodmychadla při zvolených otáčkách (70 000, 80 000, 90 000, 95 000, 100 000, 105 000 a 110 000 otáček za minutu). Výsledkem této analýzy bylo konstatování, že se zvýšením otáček rotoru se zvýší i tuhosti ložisek (data tuhosti nebyly ověřeny experimenty), což zvýší nosnost, a zároveň i hodnoty vlastních frekvencí, viz následující obrázek 6.10. Dále bylo možné shledat, že zvolený rotor turbodmychadla je nebezpečný kvůli možným rezonančním jevům, protože se vlastní frekvence nacházely ve spektru používaných frekvencí.

Otáčky / ( $10^4 \times \text{min}^{-1}$ )	0	7	8	9	9.5	10	10.5	11
Tuhost olejového filmu $y$ směr / ( $\text{Nmm}^{-1}$ )	0	15.78	18.00	20.25	21.38	22.50	23.63	24.75
Tuhost olejového filmu $x$ směr / ( $\text{Nmm}^{-1}$ )	0	11.32	13.74	14.55	15.36	16.16	16.97	17.78
1. režim / Hz	95.1	565.3	595.4	627.0	643.3	659.8	676.6	693.5
2. režim / Hz	259.4	702.1	743.8	786.7	808.4	830.1	851.7	873.2
3. režim / Hz	423.2	956.5	1017.7	1068.1	1091.2	1113.5	1135.1	1156.4
4. režim / Hz	780.1	1225.6	1317.3	1384.7	1414.8	1444.2	1473.6	1503.1
5. režim / Hz	863.9	1328.4	1428.5	1562.5	1635.7	1771.1	1787.9	1865.6
6. režim / Hz	1045.9	1482.5	1600.2	1731.0	1799.6	1869.7	1941.2	2013.8

Obrázek 6.10: Hodnoty vlastních frekvencí [49]

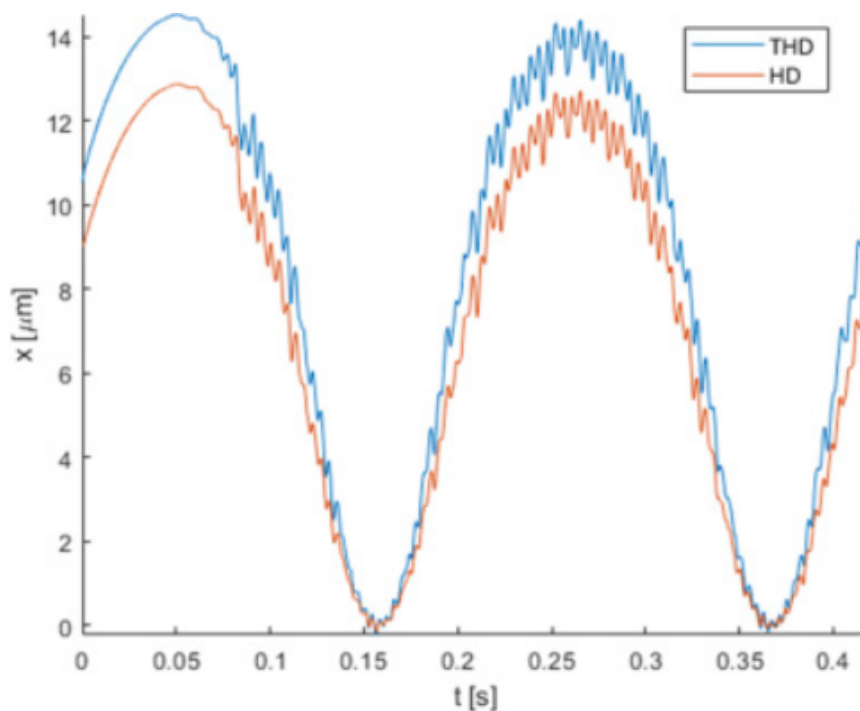
Studie [37] se zabývá přechodovými režimy pro plovoucí kluzné pouzdra (ložiska). Cílem práce bylo vytvoření modelu plovoucího ložiska pro integraci do výpočetního modelu turbodmychadla, protože zde nebyl žádný model určen přímo pro přechodový režim. Výsledkem této práce bylo tedy vytvoření numerického modelu ložisek a následná implementace do výpočetního modelu MBS, které tvoří virtuální turbodmychadlo.

Studie [38] se zabývá ložiskem turbodmychadla pro zachycení axiálních sil, v anglickém jazyce se vyskytuje pod názvem thrust bearing (TB). Cílem této studie bylo vytvoření výpočetního modelu, který umožňuje určit charakteristiky tohoto ložiska, např. nosnost, mechanické ztráty nebo průtok maziva ložiskem. Výsledkem bylo tedy vytvoření počítačového modelu, který má výhodu oproti komerčním modelům zejména v rychlosti řešení, což je zásadní pro velké parametrické, nebo optimalizační studie.

Poslední zmíněná studie [39] se také zabývá ložiskem zmíněné v předchozí studii (thrust bearing-TB), ale i plovoucími kluznými pouzdry. Byl zde vytvořen termodynamický model TB ložiska i model celého turbodmychadla s radiálními ložisky. Cílem této práce bylo pozorovat nelineární oscilace turbodmychadla a vliv axiálního ložiska na boční vibrace s ohledem na teplotní výkyv maziva, zatímco zde bylo turbodmychadlo vystaveno har-

## 6.5 VYUŽITÍ NUMERICKÝCH SIMULACÍ PŘI VÝVOJI TURBODMYCHADLA

monickému zatížení. Bylo zde sledováno mnoho parametrů např. vliv TB na nestabilitu plovoucích kluzných pouzder, vliv kolísání teploty kapalin na TB, nebo axiální posuv oběžného kola kompresoru. Na obrázku 6.11 lze pozorovat právě axiální posuv oběžného kola kompresoru v závislosti na čase dle dvou modelů, hydrodynamického modelu (HD) a termodynamického modelu (THD). Výsledkem této práce bylo, že TB může ovlivnit boční vibrace a zvýšení teploty olejového filmu snižuje nosnost ložiska. Dalším důležitým závěrem bylo že, zvýšení teploty vede k vyšší excentricitě ložisek TB.



Obrázek 6.11: Axiální posuv oběžného kola kompresoru [39]



## 7 Testování turbodmychadel

Testování turbodmychadel je poslední, avšak také velmi důležitou částí vývoje. Tyto testy je potřeba provést jak pro samotné ověření správnosti navrhovaných parametrů při vývoji, tak i vzhledem k bezpečnosti, nebo i pro možnost srovnání jednotlivých turbodmychadel z řad jiných společností. Skládají se ze dvou částí a to z teoretického výpočtu, nebo návrhu pomocí numerických simulací a z testů na zkušebních stanicích, tzv. Gasstandech. Tuto zkušební stanici lze pozorovat na obrázku 7.1. [14, 83]



Obrázek 7.1: Zkušební stanice [30]

Samotné testování na zkušebnách je velmi dlouhý a náročný proces, jelikož je potřeba dlouhého intervalu testování v řádu stovek hodin. Výsledky praktických testů se porovnají s těmi teoretickými a pokud se ve zvolených parametrech liší, tak je potřeba tyto testy opakovat. A až poté lze tyto specifická turbodmychadla testovat přímo na určitých motorech, přičemž u těchto testů je zde simulován reálný provoz. Celý motor je pak připojen k výkonové aktivní brzdě. [83]

Pro tyto testy na zkušebních stanicích jsou důležité dva aspekty. Opakovatelnost a porovnatelnost. Pokud turbodmychadlo zvládne definovaný cyklus, tak se očekává i podobný výsledek testů přímo s motorem. Je také důležité potřeba, aby zvolené turbodmychadlo bylo možné porovnat i s ostatními turbodmychadly. Proto je vhodné, aby zde byly podobné vstupní podmínky, které mají vliv na výsledky těchto testů. Nejdůležitějšími vlivy jsou:

- Okolní prostředí
- Samotný testovací systém
- Nejistota měření [14]

Všechny tyto vlivy nelze úplně omezit. To platí hlavně pro testovací systém. Pokud máme úplně jiný testovací systém s např. jiným potrubím, které má jiné tlakové ztráty, nebo zde máme jiný typ zkušební komory s jinými hodnotami počáteční teploty a tlaku, tak je logické že nám vyjdou i jiné výsledky těchto testů. Zde hraje roli především cena testovacího systému, která má vliv na přesnost těchto testů. Aby bylo možné alespoň z části porovnat výsledky těchto testů je potřeba, aby zde existovaly nějaké stejné základní podmínky, které by vliv okolního prostředí alespoň částečně omezily. [14]

## 7.1 Základní podmínky

Jak již bylo zmíněno, pro porovnatelnost je vhodné, aby některé ze vstupní parametrů byly stejné. Pro omezení vlivu okolního prostředí při testech na zkušebních stanicích jsou zde dvě základní podmínky. Aby byla teplota vzduchu na sání od 20 do 25 °C a zároveň aby byla změna této teploty v průběhu testů byla maximálně do 1,5 °C. Také je vhodné aby byla konstantní teplota 600 °C při vstupu do turbíny. Existuje mnoho dalších vlivů jako je citlivost senzorů, chybovost testů, atd., proto je potřeba aby jsme tyto vlivy zvažili při samotném hodnocení těchto testů. Pro menší chybovost je také možné provést také test na jiném zkušebním stojanu. [14, 15]

## 7.2 Průběh testů

Průběh testů lze rozdělit do 3 částí:

- Zahřívací část
- Samotný test
- Chladicí část [83]

V první části je potřeba turbodmychadlo připravit k testu, tedy k dosažení stanovených teplot, tlaků, atd. V prostřední části probíhá samotný specifický test a poslední fáze slouží k celkovému vychlazení testovacího zařízení, oleje a k dobrždění turbodmychadla.

## 7.3 Nejdůležitější testy

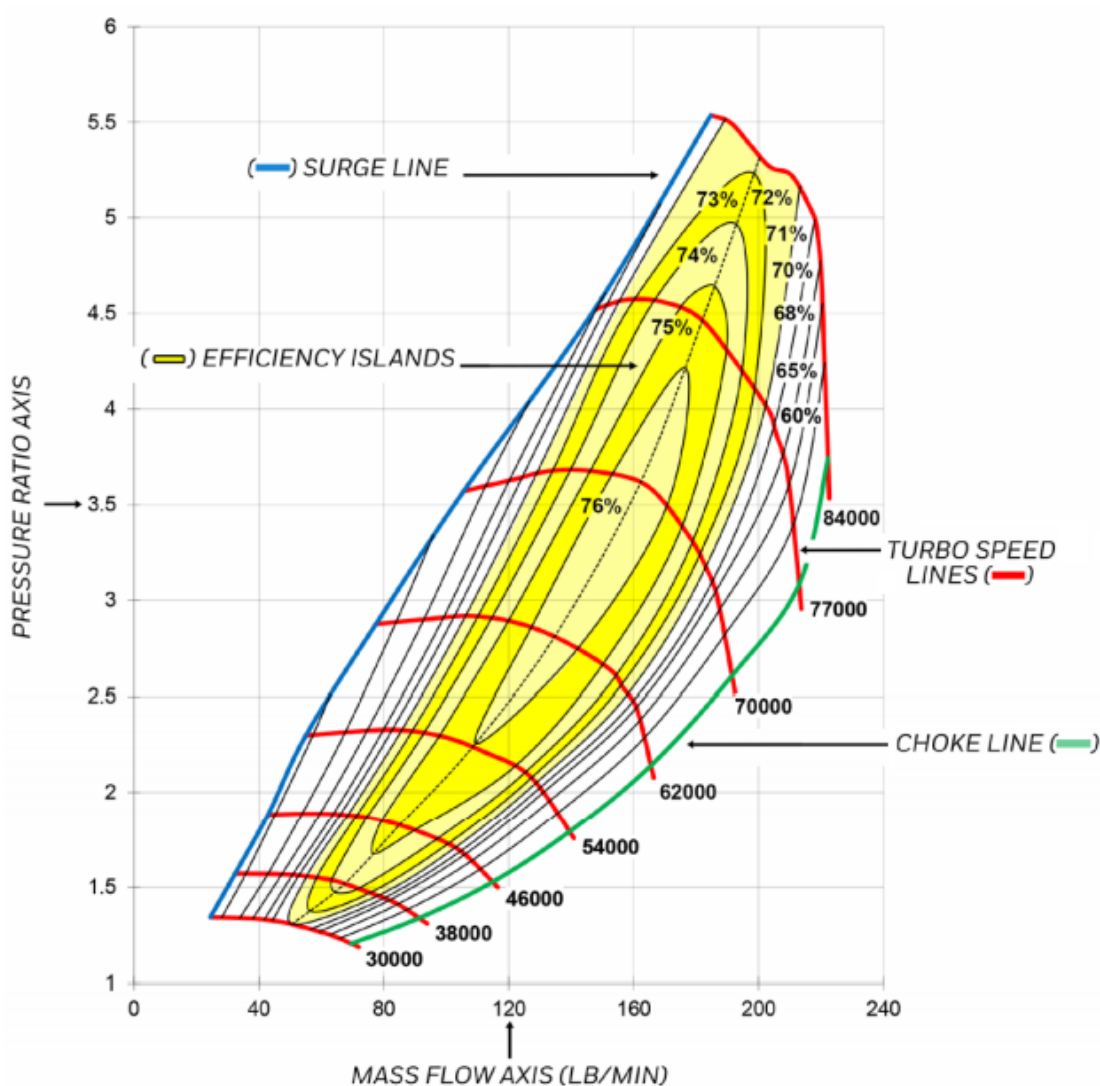
Pro testování turbodmychadel existuje množství specifických testů jak pro ověření jejich bezpečnosti, spolehlivosti, životnosti, ale i pro měření různých charakteristik, tzv mapování turbodmychadla. Mezi nejdůležitější tyto testy patří:

- Mapování turbodmychadla
- Olejový test
- Test zádržnosti
- Test životnosti
- Testování dynamiky rotoru
- Vytrvalostní test
- Start-stop test
- Test s poškozením

## Mapování turbodmychadla

Tento test slouží k vytvoření tzv. mapy turbodmychadla, což je speciální graf výkonu turbodmychadla. Tyto mapy jsou velice důležité pro stanovení výkonu a účinnosti, proto je zde potřeba i velká přesnost, zejména při měření účinnosti turbíny a u simulací chování pro impulzní typ přepřívání. Tyto mapy lze samozřejmě vytvořit jak pro kompresor, tak i pro turbínu zvlášť, ale je jednodušší vytvářet charakteristickou mapu dohromady, protože se tyto části navzájem při testech ovlivňují a došlo by tak ke zkreslení výsledků. Tyto mapy se tvoří na Gasstandech. [15, 16, 83]

Obvykle se celková účinnost turbodmychadla počítá z naměřených tlaků, teplot, hmotnostního toku procházejícího turbodmychadlem a otáček hřídele turbodmychadla. Při těchto testech je potřeba aby byla teplota na vstupu turbíny konstantní a obvykle bývá 600 °C, zatímco se mění otáčky pro několik zkušebních bodů a to vytvoří tzv. mapy. [15]



Obrázek 7.2: Popsaná kompresorová mapa [59]

Na přiloženém obrázku 7.2 lze pozorovat vidět popsanou kompresorovou mapu. Na svislé ose jsou vyneseny hodnoty poměru výstupního a vstupního tlaku v kompresoru,

tzv. pressure ratio a na vodorovné ose jsou vyneseny hmotnostní toky kompresorem. Mapa je ohraničena ze dvou stran pomocí dvou křivek. Z levé strany je to mezní křivka pumpování (Surge line), přičemž to znamená že plocha od této křivky vlevo by znamenala nestabilitu toku. Křivka z pravé strany (Choke line) je ohraničení za kterou by již byla účinnost příliš nízká. Pro firmu Garrett je to obvykle kolem 58 %. Mapa je pak popsána pomocí účinnostních polí (Efficiency islands) a křivek pro rychlosti turbodmychadla. [59]

### **Olejový test**

U tohoto testu se posuzuje výdrž ložisek při nízkém tlaku oleje, cyklickém tlaku oleje nebo s přehřátým olejem. [83]

### **Test zádržnosti**

Při tomto testu se otáčky hřídele turbodmychadla urychlují nad maximální možné hodnoty a měří se zde při jakých otáčkách se turbínové kolo, či oběžné kolo kompresoru roztrhne a zároveň je potřeba aby jednotlivé kusy nepronikly krytem kompresoru, či turbíny. [58]

### **Test životnosti (LCF)**

Tímto testem se stanovují mezní hodnoty zatížení oběžného kola kompresoru, nebo turbínového kola. Postup tohoto testu je jednoduchý, oběžné kolo kompresoru nebo turbínové kolo je uchyceno ve speciální zkušební stanici a poté je urychluje na stanovenou rychlost. Z výsledků této zkoušky lze pak určit životnost. [58]

### **Testování dynamiky rotoru**

Tento test slouží k určení maximální možné amplitudy výchylky rotoru, přičemž tato hodnota by neměla přesáhnout 80 % stanovené mezní hodnoty. Amplituda výchylky rotoru je měřena bezdotykovými snímači v sacím prostoru kompresoru. Je to tedy test nevyváženosti, která způsobuje vznik vibrací, což může vést k velkým amplitudám a to má za následek velké mechanické opotřebení nebo dokonce i zničení turbodmychadla. Tyto vibrace ale také mohou vzniknout vlivem tvaru lopatek, které jsou ovlivněny pulzací spalín na turbínovém kole. [58, 83]

### **Vytrvalostní test**

Tímto testem se stanoví opotřebení za určitou dobu. V tomto testu je turbodmychadlo nejprve roztočeno na 100 000 otáček za minutu, přičemž teplota vstupu do turbíny je kolem 620 °C. Po pár vteřinách se turbodmychadlu během 30 s zvýší otáčky až na 285 000 za minutu, zatímco teplota se také zvýší až na 1050 °C. Na těchto hodnotách zůstává turbodmychadlo 5 minut, pak se otáčky zase sníží na původní hodnoty, přičemž se toto opakuje po stanovenou dobu. Poté se vše důkladně změří, zkontroluje opotřebení různých částí a zhodnotí se dosažené výsledky. Doba tohoto testu bývá i několik set hodin. [58, 83]

**Start-stop**

Tento test již byl zmíněn v podkapitole o ložiscích, tedy při tomto testu se vypne motor a tím se přestane přivádět olej z hlavního mazacího kanálu motoru, což vede ke zvýšení teploty. Po zkoušce se zhodnotí stav jednotlivých součástí, přičemž pro úspěšnou zkoušku nemůže dojít k překročení maximální stanovené teploty oleje a koksování v místě kolem ložisek musí být malé. [58]

**Test s poškozením**

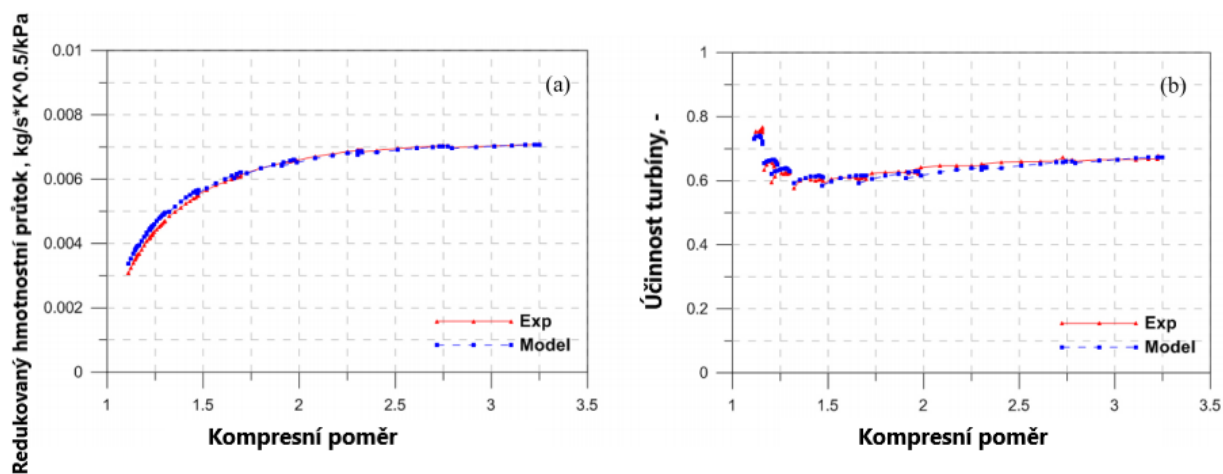
Při tomto testu je úmyslně použito turbodmychadlo, často z výrobní linky, které má navíc nějakou konstrukční vadu např. větší nevývaha, vadnou montáž, otřep po obrábění, atd. Měří se zde vliv na životnost, nebo i výkon. [83]

## 7.4 Porovnání technických experimentů a numerických simulací

Výsledky z některých technických experimentů lze porovnat s výsledky z numerických simulací, přičemž právě z experimentů na reálných modelech jsou většinou přesnější a hlavně důležitější. To je hlavně způsobeno předpokladem, že experimenty vycházejí ze skutečného chování reálného turbodmychadla, zatímco num. simulace představují chování pouze teoretického modelu, kde je potřeba vždy určitého zjednodušení, aby byl výpočet vůbec možný. Záleží zde také na přesnosti počítačového modelu, optimální volbě sítě a stanovení správných vstupních parametrů. Dalším důležitým faktem je, že se většinou num. simulace upravují vzhledem k výsledkům z technickým experimentů, zatímco se zde sleduje trend úprav. [32]

Pro příklad jsou zde uvedeny výzkumy [31],[33], kde je srovnání mapování turbodmychadla pomocí num. simulace a experimentů, avšak jsou zde zkoumány jiné parametry, ale i tak je rozdíl zřetelný. Výsledky těchto studií ukazují, že tvar křivek num. simulace i tech. experimentů je podobný, avšak je zde odlišnost v dosažených hodnotách.

V první zmíněné studii [31] je rozdíl mezi hodnotami s maximem kolem 5 %.

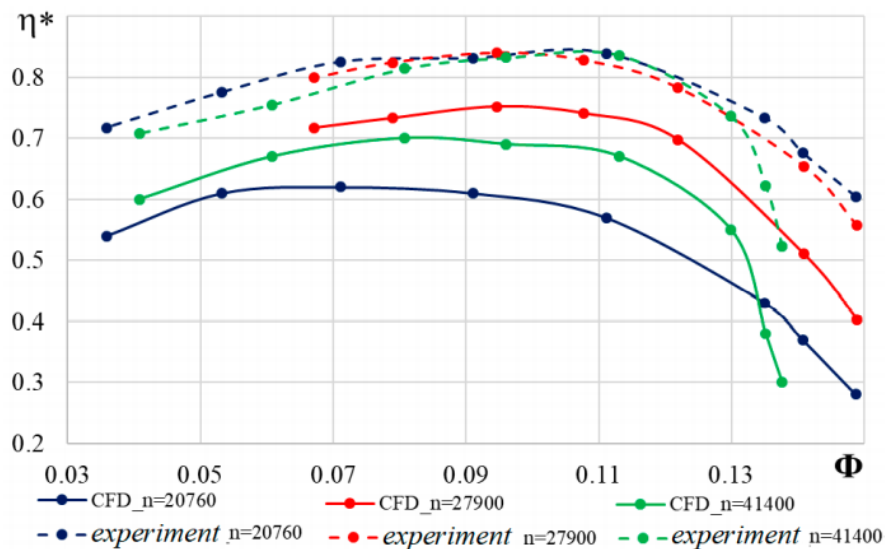


Obrázek 7.3: První studie (upraveno) [31]

## 7.4 POROVNÁNÍ TECHNICKÝCH EXPERIMENTŮ A NUMERICKÝCH SIMULACÍ

To lze pozorovat na přiloženém předchozím obrázku 7.3, kde jsou zobrazeny naměřené hodnoty redukováného hmotnostního toku (vlevo) a účinnostní charakteristiky turbíny (vpravo) v závislosti na kompresním poměru, přičemž červená křivka je pro experiment a modrá křivka pro numerický model.

V druhé studii [33] je rozdíl naměřených hodnot s odlišností až kolem 12 %.



Obrázek 7.4: Druhá studie [33]

Což je patrné z předchozího obrázku 7.4, kde jsou zobrazeny naměřené hodnoty účinnosti v závislosti na hmotnostním průtoku. Jsou zde vykresleny tři křivky pro měření v odlišných otáčkách, 20 760 (modrá), 27 900 (červená) a 41 400 (zelená) za minutu, přičemž plná čára je pro numerickou simulaci a čárkovaná čára pro tech. experimenty.

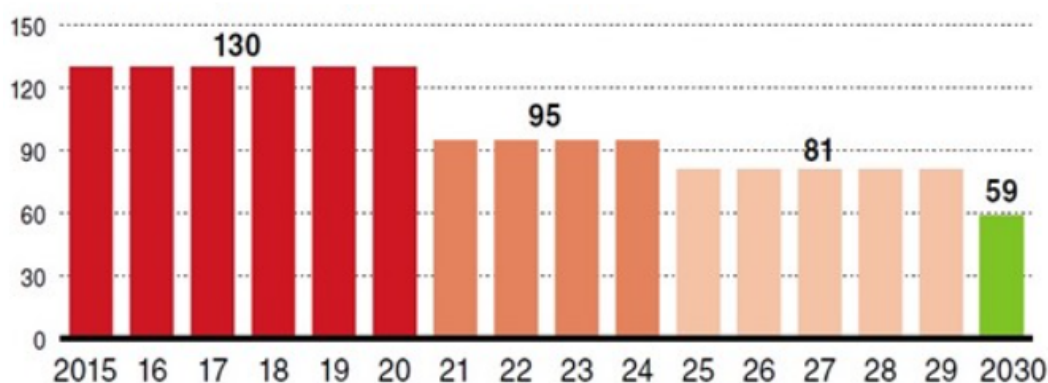
Rozdíl mezi těmito studiemi byl v tom, že v první zmíněné studii byl použit přesnější numerický model, který byl optimalizován pomocí experimentů na reálném turbodmychadla, zatímco v druhé studii model optimalizován, pro tuto studii, nebyl.

### 7.4.1 Shrnutí porovnání

Závěrem tohoto porovnání je, že u předchozích uvedených testů se num. simulace provádějí pro potvrzení, nebo predikci daných experimentů na reálných modelech. Numerické simulace lze použít také např. pro rozšíření charakteristické mapy kvůli absenci rozsáhlých experimentů, které by pokrývaly celé pole, avšak nelze pro mapování použít pouze num. simulace, protože je většinou potřeba tyto simulace upravit vzhledem k výsledkům z technických experimentů. Právě proto je důležité některé z těchto testů provést na reálném modelu a nelze je nahradit pouze numerickými simulacemi.

## 8 Budoucnost turbodmychadel

Jak již bylo zmíněno hned v úvodu, tak v dnešní době je Downsizing hlavní vývojový trend v automobilním průmyslu. Jedná se o zmenšení obsahu motoru se zachováním co největšího výkonu a točivého momentu. To má samozřejmě vliv i na snížení spotřeby paliva. Důležitým ovlivňujícím faktorem jsou zejména ekologické regulace, které snižují možné emise automobilů, které v roce 2018 dosahovaly u nově prodaných aut v EU hodnot 120,8 g/km  $CO_2$ . Od roku 2020/2021 jsou ale povolené emise pouze 95 g/km  $CO_2$ , přičemž hodnoty ještě v polovině roku 2020 dosahovaly 111 g/km. Některé země si tyto regulace zpřísnily i na 80 g/km, např. Nizozemsko. [61, 66]



Obrázek 8.1: Snižování emisí  $CO_2$  g/km [66]

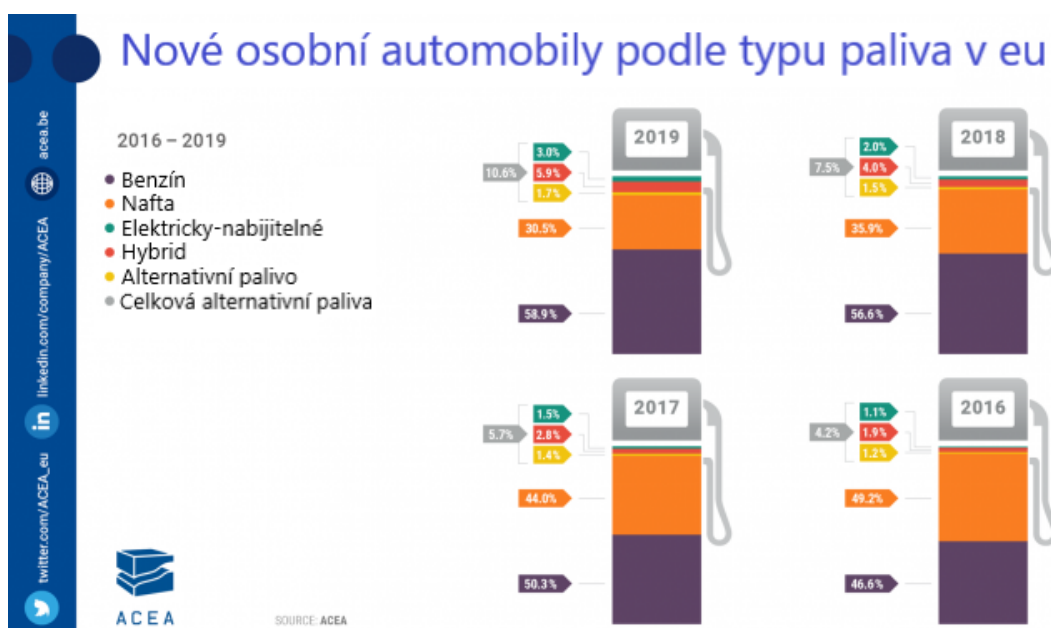
Toto vede k větší poptávce samotných výrobců automobilů po elektrovozech, které snižují průměrné emise automobilky. Bohužel odbyt těchto automobilů není tolik, kolik by bylo potřeba a to může mít za následek zvýšení cen automobilů vlivem pokut za nedodržení emisí. Proto se snaží automobilky o co největší výzkum součástí, díky kterým by se tento limit podařil dosáhnout. [60, 61]

Lze tedy předpokládat, že v blízké budoucnosti bude i nadále růst tlak na vývoj nových, lepších a zároveň ekologičtějších spalovacích motorů. Právě hodně výrobců považuje turbodmychadlo za součást, díky které je možné udržet výrobu aut se spalovacími motory navzdory regulacím. Z toho vyplývá že turbodmychadlo bude i nadále nepostradatelnou součástí spalovacího motoru. [60]

Turbodmychadla se v minulosti vyskytovaly převážně u automobilů se vznětovým motorem, avšak jeho podíl v nově prodaných kusech klesá i kvůli skandálu manipulace s emisemi, viz obrázek 8.2. To vede k větší poptávce po vozech se zážehovým motorem, a proto je potřeba dalšího vývoje turbodmychadel i v automobilech s tímto typem motoru.

Vývoj nových konstrukčních typů turbodmychadel je také zaměřen na odstranění, nebo alespoň zredukování problému s prodlevou mezi sešlápnutím akceleračního pedálu a citelného zvětšení zrychlení auta. To je způsobeno kvůli plynulé a rotační setrvačnosti systému. Také se ale výzkum zaměřuje na nové nekonvekční metody výroby, jako např. 3D-tisk. Právě v posledních letech zde vzniklo mnoho zajímavých nových turbodmychadel, nebo zde byly provedeny různé výzkumy, které vylepšují ty stávající. Některé z těchto turbodmychadel [65],[62],[72] dokonce zcela odstraňují problém s prodlevou, nebo ho alespoň znatelně redukuje. Některé [62] mají i citelný vliv na spotřebu automobilů a tím zmenšují následné škodlivé emise především oxidu uhličitého.

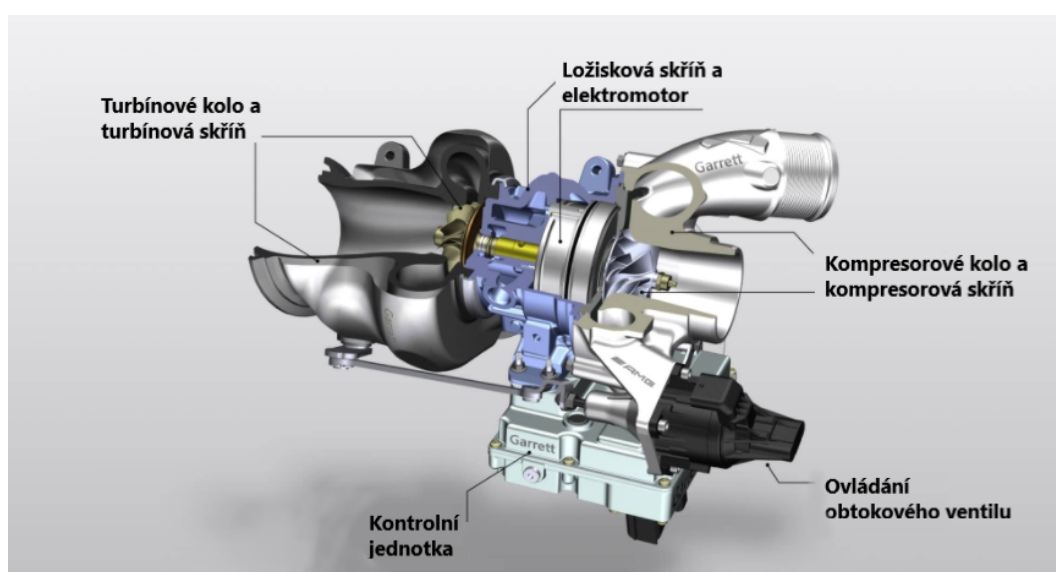




Obrázek 8.2: Počet nových automobilů [74]

## 8.1 E-turbo

Nejdůležitějším novým typem turbodmychadla je bezpochyby E-turbo zmíněno články [64],[65], přičemž jeho odlišnost spočívá v tom, že má elektromotor, který může fungovat zároveň i jako alternátor. Má tedy hned dvě výhody a to že dokáže zcela odstranit prodlevu a umožňuje také rekuperaci energie výfukových plynů přeměnou na elektrickou, tedy u hybridních automobilů dokáže i dobíjet baterie. Princip spočívá v tom že, když je turbodmychadlo pod velkou zátěží dokáže převést přebytečnou kinetickou energii na elektrickou aniž by se musel otevřít obtokový ventil. V opačném případě kdy je turbodmychadlo pod nízkou zátěží, tak elektromotor zvýší otáčky, čímž zde zanikne prodleva, tzv. turbo efekt.



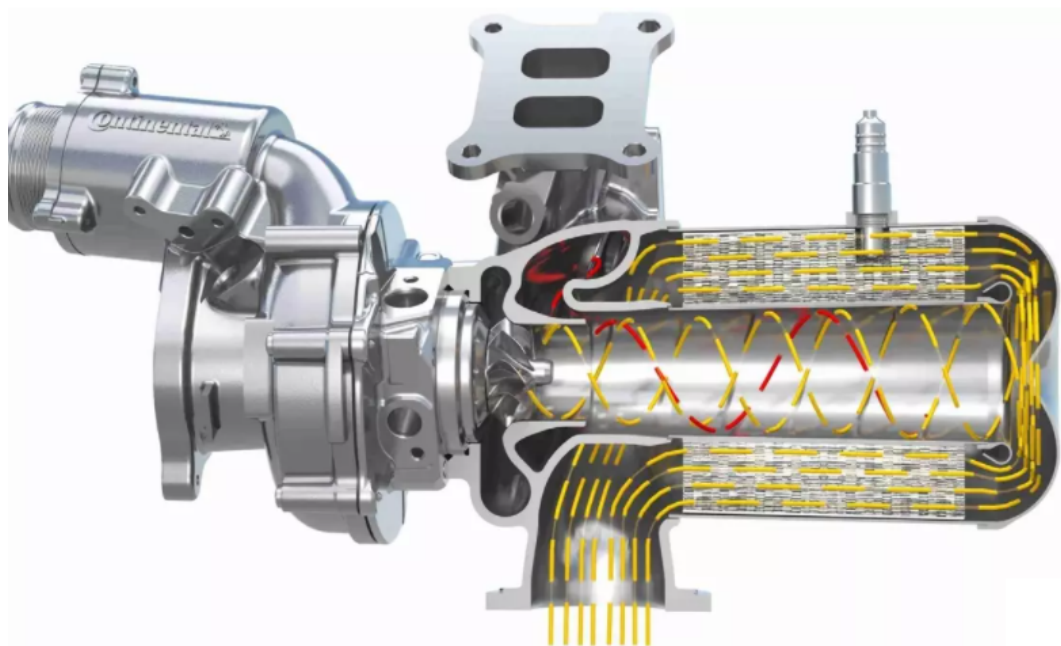
Obrázek 8.3: Garrett E-Turbo (upraveno) [64]



E-turbo bylo až dosud využíváno pouze ve vozech Formule 1, ale je již vyvíjeno i pro sériovou výrobu. Nejprve bude toto E-turbo využito nákladními vozy, nebo některými z prémiových automobilů, např. u některých z modelů Mercedes AMG. Tímto turbodmychadlem se zabývají zejména dvě společnosti působící na špičce tohoto odvětví, Borg-Warner a společnost Garrett. Podobné turbodmychadlo bylo využito také v lodním průmyslu firmou Calnetix product a tento typ turbodmychadla má určitě velkou budoucnost.

### 8.2 Turbodmychadlo s katalyzátorem

Dalším novým [62] a zajímavým typem turbodmychadla je návrh firmy Continental, které je spojením turbodmychadla a prstencového katalyzátoru. Hlavní výhodou je snížení tlakové ztráty po průchodu výfukových plynů turbínou, které mají vliv na účinnost motoru. Principem je, že když výfukové plyny projdou turbínou, směřují hned do kónického směšovacího potrubí, kde dojde k vyrovnání tlaků a následně spaliny putují do trojcestného katalyzátoru, který tvoří vnější plášť směšovacího potrubí. Další výhodou je že spaliny, které proudí přes obtokový ventil jsou přiváděny do směšovacího potrubí úzkým vstupem, takže se dobře promíchají s výfukovými plyny, které vedou z turbíny. To má za následek že je teplota spalin vstupující do katalyzátoru homogenní a to má vliv na zvýšení účinnosti katalyzátoru, tedy redukci škodlivin. Toto turbodmychadlo umožňuje i zvýšení poměru vzduchu a paliva, což vede k úspornějšímu provozu.

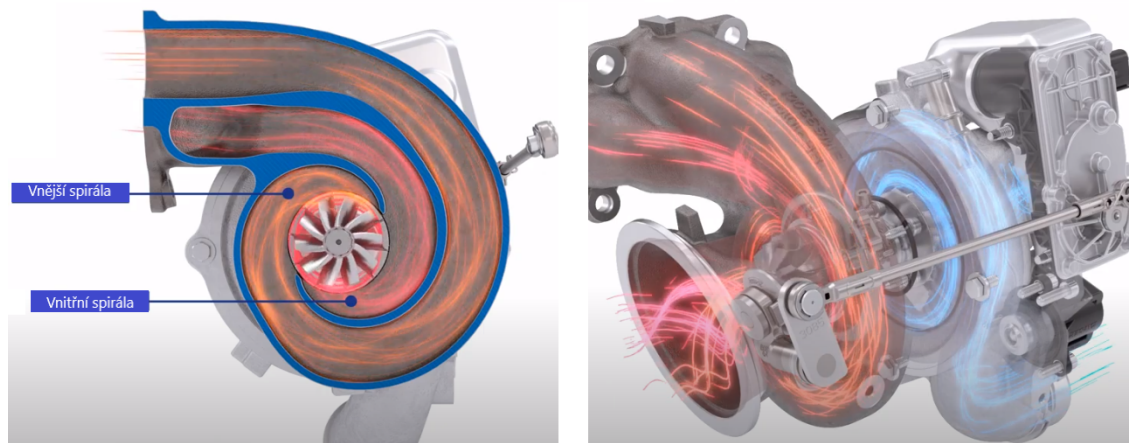


Obrázek 8.4: Turbodmychadlo s katalyzátorem [63]

### 8.3 Dual Volute Turbocharger

S dalším novým turbodmychadlem [72] přišla také společnost BorgWarner, která vyvinula turbodmychadlo pro automobily s benzínovým motorem, které bylo zatím využito jen v

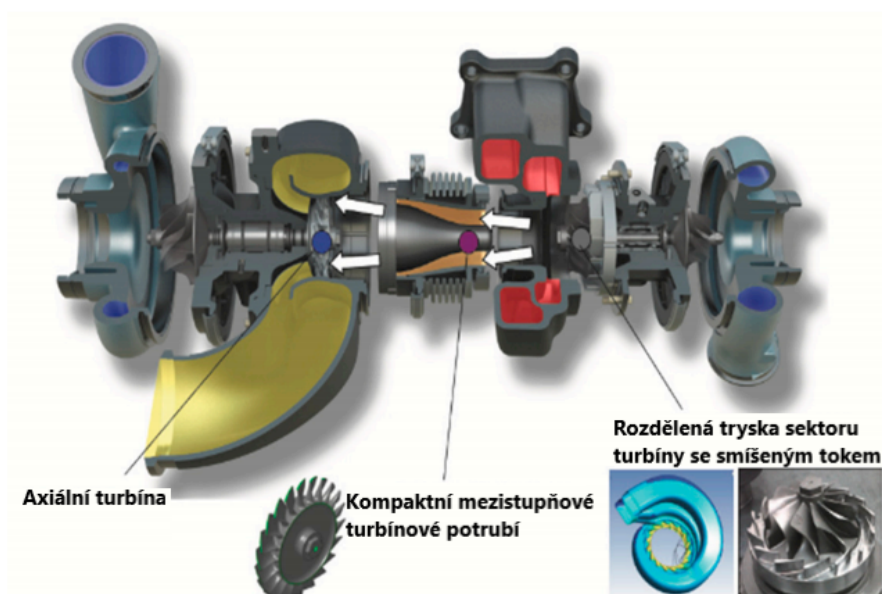
dieselových motorech užitkových vozů. Konstrukční provedení spočívá v tom, že vylepšili konstrukční řešení twin-scroll pomocí odstranění společného průtokového kanálu těsně před turbínovým kolem, přičemž to mělo za následek snížení ztrát energie vlivem úniku pulzační energie. Z toho vznikla výhoda zejména při nižších otáček, kde se snížila prodleva turbodmychadla, vlivem právě menších ztrát.



Obrázek 8.5: Dual Volute Turbocharger (upraveno) [73]

## 8.4 Sekvenční axiální turbodmychadlo

Dalším zajímavým návrhem [21] je sekvenční axiální turbodmychadlo. Tyto turbodmychadla jsou obvykle spjata s lodním, leteckým, nebo energetickým průmyslem, avšak dají se také modifikovat na automobily. Obecně jak již bylo zmíněno princip radiální turbíny spočívá v tom, že výfukové plyny vstupují kolmo na lopatky turbínového kola (kolmo k ose) a vystupuje v turbíny v axiálním směru (podél osy hřídele). Axiální turbína funguje přesně naopak, tedy spaliny vstupují do turbíny v ose a odchází kolmo k ní.



Obrázek 8.6: Návrh turbodmychadla firmou Honeywell (upraveno) [21]

Původní návrh tohoto turbodmychadla byl proveden firmou Honeywell ve spolupráci s Voldem, přičemž na tento výzkum navazovala novější studie s použitím jiného softwaru. Z této studie bylo patrné, že se zvýšil výkon (oproti jednostupňového turbodmychadla s radiální turbínou) avšak pouze u určitých otáček. Bohužel zde ale nebyly výsledky zcela přesné a je potřeba dalších výzkumů v tomto směru. Tento typ turbodmychadla ale může být v budoucnu zajímavým konstrukčním řešením pro oblast nákladních automobilů.

### 8.5 VNT Turbodmychadla u zážehových motorů

Dalším důležitým vývojem v oblasti turbodmychadel pro automobilní průmysl je použití proměnlivé geometrie u zážehových vozidel. Tento pokrok zejména prezentuje společnost Garrett svými články [67], [68], [69]. Tato Technologie existuje již dlouho, avšak byla zatím hlavně využívána vznětovými automobily kvůli vyšší teplotě výfukových plynů u benzínových motorů a to až 1050°C. Proto bylo nejdříve nutné hledat složení nového materiálu, který by tyto extrémní teploty vydržel. Dnes již je po letech různých výzkumů materiál znám (např. austenitická litá nerezová ocel), a proto se tyto turbodmychadla již používají i v oblasti zážehových motorů. Turbodmychadla s VNT technologií zvyšují krouticí moment motoru, zejména při nízkých otáčkách motoru a poskytují více energie v širším spektru otáček motoru. Mají také menší prodlevu a umožňují lepší spalování směsi, což vede ke snížení emisí.



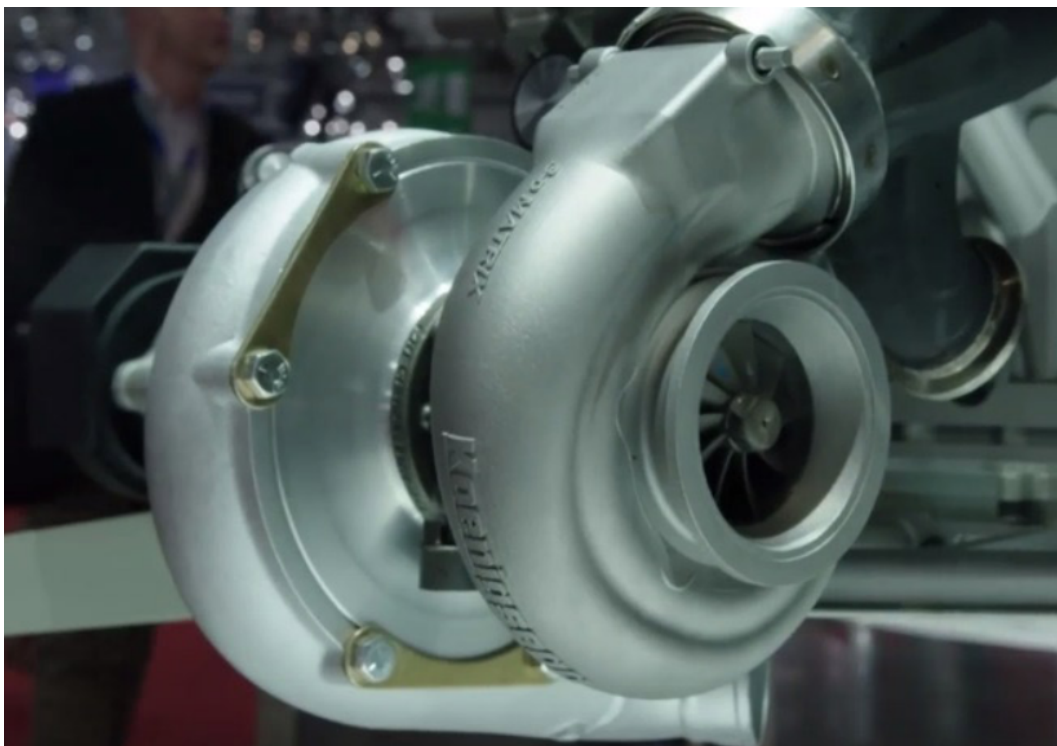
Obrázek 8.7: VNT Turbodmychadlo [69]

### 8.6 Aditivní technologie

V neposlední řadě je potřeba zmínit také aditivní technologie, které se v dnešní době využívají stále častěji. Zatím se ale tato technologie používá pouze pro prototypy různých součástí s velmi složitou konstrukcí kvůli nemožnosti výroby, nebo i kvůli delšímu časovému vývoji pomocí dostupných konvekčních metod, kde cena nehraje roli. [70]

### 8.6.1 První vytvořené turbodmychadlo 3D-tiskem

V automobilním průmyslu se výroba celých turbodmychadel 3D-tiskem, zmíněných články [28], [71], zatím nachází pouze u pár sportovních a velmi drahých vozů. Prvním automobilem, který měl celé turbodmychadlo, včetně rotačních částí, vytištěno kovovým 3D-tiskem byl Koenigsegg One:1, kterých bylo vyrobeno pouze sedm kusů. Bohužel nelze zatím tuto metodu využít v sériové výrobě, hlavně kvůli ceně.



Obrázek 8.8: Turbodmychadlo vyrobené 3D-tiskem [71]

### 8.6.2 Výroba části turbodmychadla aditivní technologií

Avšak existuje mnoho výzkumů a studií [22], [23], [24], [25], zabývajících se aditivní technologií pro výrobu určitých částí turbodmychadla. Byl zde např. proveden výzkum výroby turbínového kola [22] pomocí selektivního tání elektronovým svazkem. Z této studie vyplývalo, že tento typ aditivní technologie potřebuje ještě finální obrobení, protože zde vznikl problém s nepřesností povrchu a to snižovalo dosažený výkon turbodmychadla.

Další zajímavá studie [23] byla provedena pro výrobu kompresorového kola pomocí aditivní technologie z které vyplývalo, že je možné použít polymer jako materiál pro tuto část turbodmychadla, aniž by byla ovlivněna výkonnost celku. Je zde ale samozřejmě zapotřebí další výzkum.

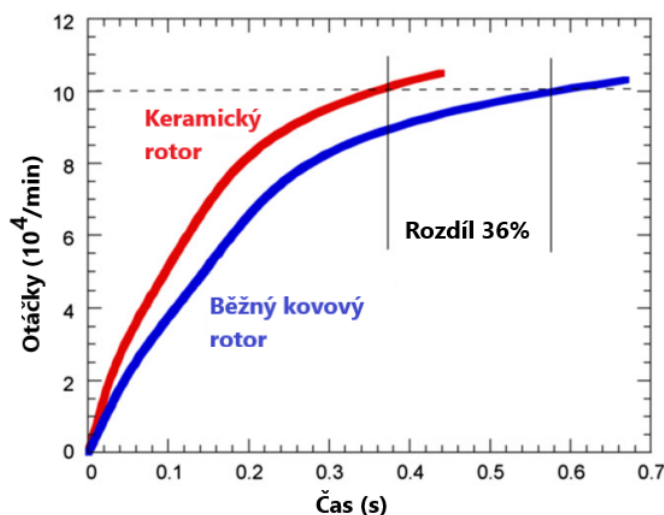
## 8.7 Další zajímavé výzkumy během posledních pár let

Byly provedeny i další výzkumy, které využívaly zajímavý přístup, nebo byly pro zlepšení efektivity turbodmychadel, přičemž jsou zde uvedeny nejzajímavější projekty z posledních let.



### 8.7.1 Rotor z keramiky

Zajímavou studií [13] bylo např. použití keramického kompozitu pro výrobu turbínového kola automobilového turbodmychadla. Většina dnešních turbínových kol je vyrobena ze superslitin, např. Inconel 713. Tyto slitiny mají výhodu oproti jiným materiálům v tom, že jsou vcelku lehké a odolné, avšak keramické materiály mají vyšší odolnost vůči teple, ale zároveň jsou vlivem struktury lehčí a tedy snižují prodlevu turbodmychadla. Pro příklad je zde přiložen obrázek, který ukazuje kratší dobu pro dosažení 10 000 otáček za minutu keramického rotoru v porovnání s běžným rotorem.



Obrázek 8.9: Zkrácení prodlevy (upraveno) [13]

Nejprve zde byly vyvinuty monolitické turbínové kola, ale měly problém s pevností u zkoušky nárazem cizího předmětu. To vedlo k vyztužení materiálem s dlouhými vlákny, přičemž je můžeme různě orientovat a zároveň určit i množství, což nám přináší mnoho prostoru k dalším inovacím. Tento kompozit má jistě potenciál, hlavně díky jeho spolehlivosti a tepelné odolnosti, avšak vývoj těchto kompozitů pro turbínové kola je teprve na začátku a dle autora studie je zde potřeba dalších výzkumu.

### 8.7.2 Vyšší přesnost simulací pomocí neuronových sítí

Studie [27] se zabývala použitím umělé neuronové sítě pro dosažení větší přesnosti simulací turbodmychadla s benzínovým motorem v porovnání s daty získané experimentálně v laboratoři.

Tato výpočetní síť byla vytvořena původně pro simulaci sítě neuronů biologického centrálního nervového systému. Obecně lze říci, že biologický neuron v podstatě přijímá vstupy ze zdrojů dat a transformuje je pomocí určitých přenosových funkcí. Většinou provádí nelineární výpočet a poté předá konečný výsledek. Z tohoto vyplývá, že je vhodný pro řešení nelineárních výpočtů, a proto bývá často užit právě v automobilním průmyslu pro predikci výkonu, emisí, atd. [26]

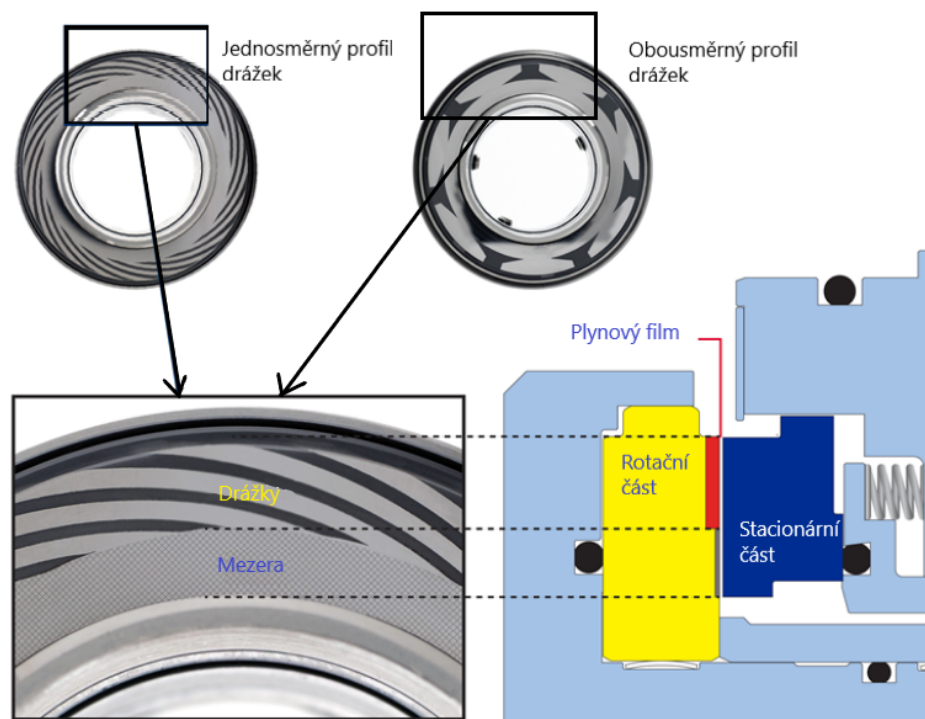
V tomto výzkumu byl nejprve vyvinut model v prostředí GT-Power a následně byla chyba výsledků analyzována pomocí experimentálních dat ze zkušebního stavu turbodmychadla. Poté na základě této analýzy byl vyvinut model s neuronovou sítí, který byl ověřen experimentálními daty. Následně byl model upraven a kombinován s simulačním

modelem NHT z prostředí GT-Power a znova porovnáván s experimentálními daty, přičemž zde byla pozorována velice dobrá shoda a jsou zde plánovány další studie, které chtějí vyhodnotit vliv přechodného chování na přenos tepla turbodmychadlem, při níž bude vyvinuta nová složitější síť.

### 8.7.3 Bezkontaktní těsnění

Studie [29] se zabývala vývojem bezkontaktního těsnění (tzv. Dry-gas seal) pro turbodmychadlo. Jak již bylo zmíněno, těsnění je v turbodmychadle velice důležité a je potřeba aby zde byl co nejmenší, pokud možno žádný průsak oleje. Nejdůležitější částí tohoto těsnění je rotující kroužek. Jeho plochu lze rozdělit na drážkovaný prostor (vysokotlaký prostor) a tzv. hráz (nizkotlaká oblast). Existuje zde mnoho typů drážek, mezi nejdůležitější patří T, V a L. Právě geometrie drážky je velmi důležitá pro správnost funkce těsnění. Další částí je stacionární posuvný kroužek, který je přitlačen k rotujícímu kroužku silou pružiny i tlakem vyvíjeného těsnicího plynu. Těsnicí mezera je mezi těmito dvěma částmi, přičemž je oddělena plynovým filmem působícím proti uzavíracím silám v těsnicí mezeře. Těsnění je dosaženo pomocí čerpání drážkami a škrťacím účinkem těsnicí hráze.

Tento způsob těsnění, dle studie, snižuje opotřebení i průsak v porovnání s těsněním pomocí pístního kroužku a zároveň je toto těsnění, pomocí plynu, schopno stabilního provozu za různých přechodných a stálých provozních podmínek. Určitý kontakt se však očekává při startu, dříve než bude pečť schopna vyvinout hydrodynamickou podporu, ale je zde také problém s predikcí skutečné délky životnosti, a proto je zde potřeba dalších výzkumů.



Obrázek 8.10: Princip těsnění (upraveno) [79]

## 9 Výpočtová modální analýza

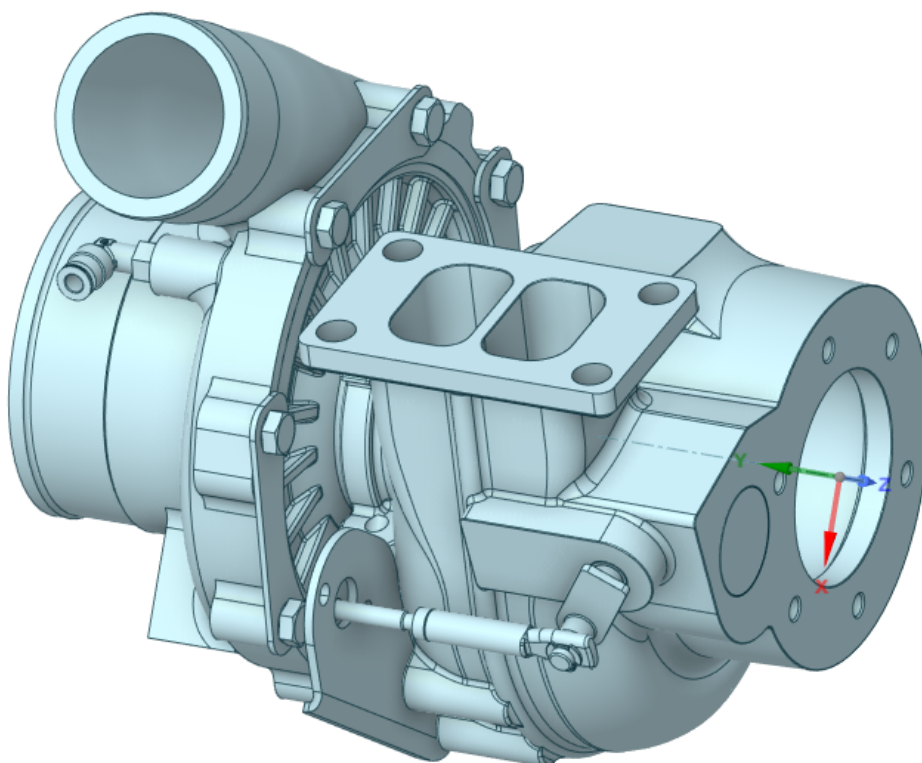
Hlavním cílem praktické části bylo provedení výpočtu modální analýzy. Tato analýza je prvním krokem pro určení základních dynamických charakteristik jako je kmitání, přičemž jeho hlavními faktory jsou vlastní tvary a vlastní frekvence. Právě v oblasti vlastních frekvencí rostou jednotlivé deformace různých částí do vysokých hodnot, a proto je obecnou snahou ve strojírenství upravit strukturu tak, aby se přesunuly do pásma frekvencí při níž se daná součást nepoužívá, to ale samozřejmě neplatí vždy. Vlastní tvary nám zase říkají, jaké zde nastanou tvary kmitu při těchto přirozených (vlastních) frekvencích.

Zvolený model pro výpočet této simulace byl použit z webu GrabCAD [55], přičemž výpočet této modální analýzy byl rozdělen do tří hlavních částí:

- Úprava modelu geometrie
- Nastavení simulací
- Vyhodnocení

### 9.1 Úprava modelu geometrie

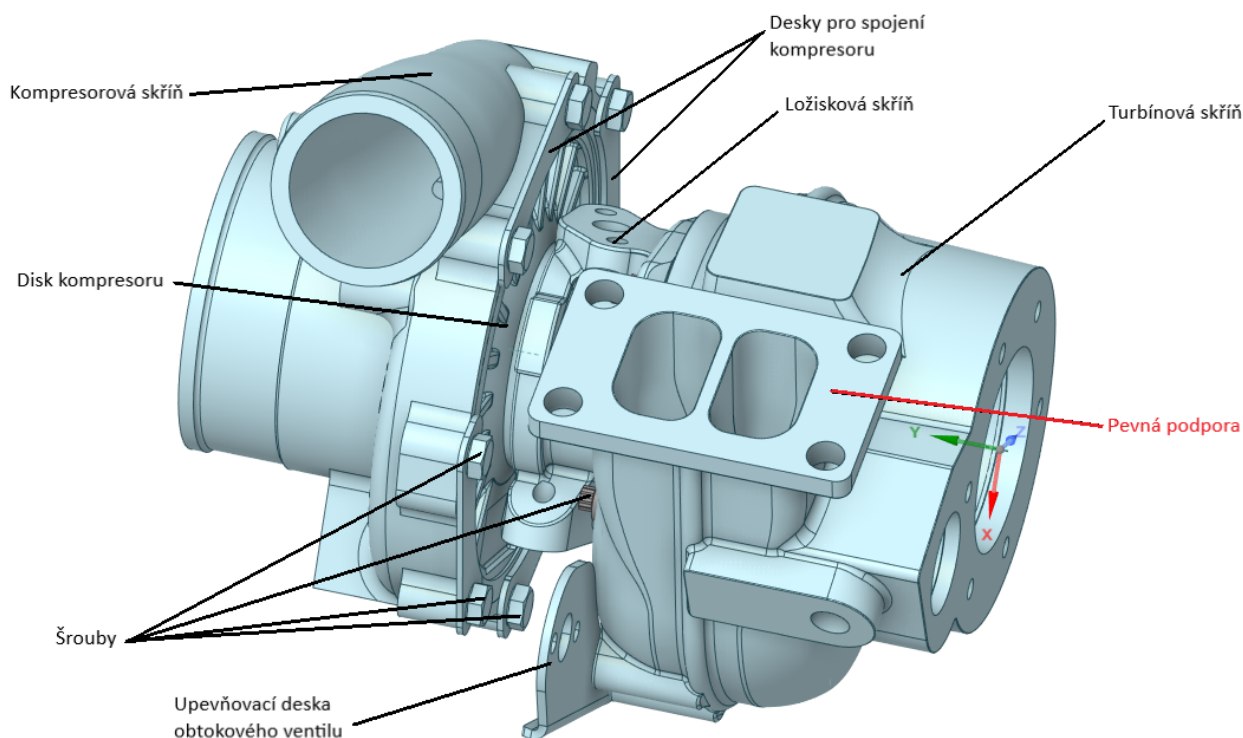
V první části bylo potřeba upravit zvolený geometrický model. Úprav zde nebylo mnoho, avšak bylo zde potřeba potlačit rotorovou část a prvky na ovládání obtokového ventilu. Také bylo vhodné zjednodušit některé z částí, např. odstraněním zahlbubení, nebo zkosení pro šrouby. Toto muselo být provedeno kvůli snížení náročnosti na výkon počítače.



Obrázek 9.1: Použitý model

## 9.2 Nastavení simulací

V další části bylo potřeba správně definovat vstupní a okrajové podmínky simulace, přičemž tyto podmínky jsou pro výpočet analýzy klíčové.



Obrázek 9.2: Upravený model, včetně popsanych částí

### 9.2.1 Nastavení materiálů

Prvním krokem bylo nastavení různých materiálů pro různé části turbodmychadla. Pro skříň a disk kompresoru byla zvolena hliníková litina, pro turbínovou a ložiskovou skříň nerezová litina. Pro upevňovací desky obtokového ventilu a spojovací desky kompresoru byla použita konstrukční ocel, přičemž pro šrouby byla zvolena vysoce uhlíková ocel. Jednotlivé materiálové charakteristiky lze pozorovat v následující tabulce.

Část turbodmychadla	Materiál	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Youngův model pružnosti [MPa]	Poissonova konstanta [-]
Skříň a disk kompresoru	Hliníková litina	2,879	66 990	0,329
Turbínová a ložisková skříň	Nerezová litina	7,86	205 330	0,275
Upevňovací deska obtokového ventilu a spojovací desky kompresoru	Konstrukční ocel	7,85	200 000	0,300
Šrouby	Vysoce uhlíková ocel	7,85	212 420	0,290

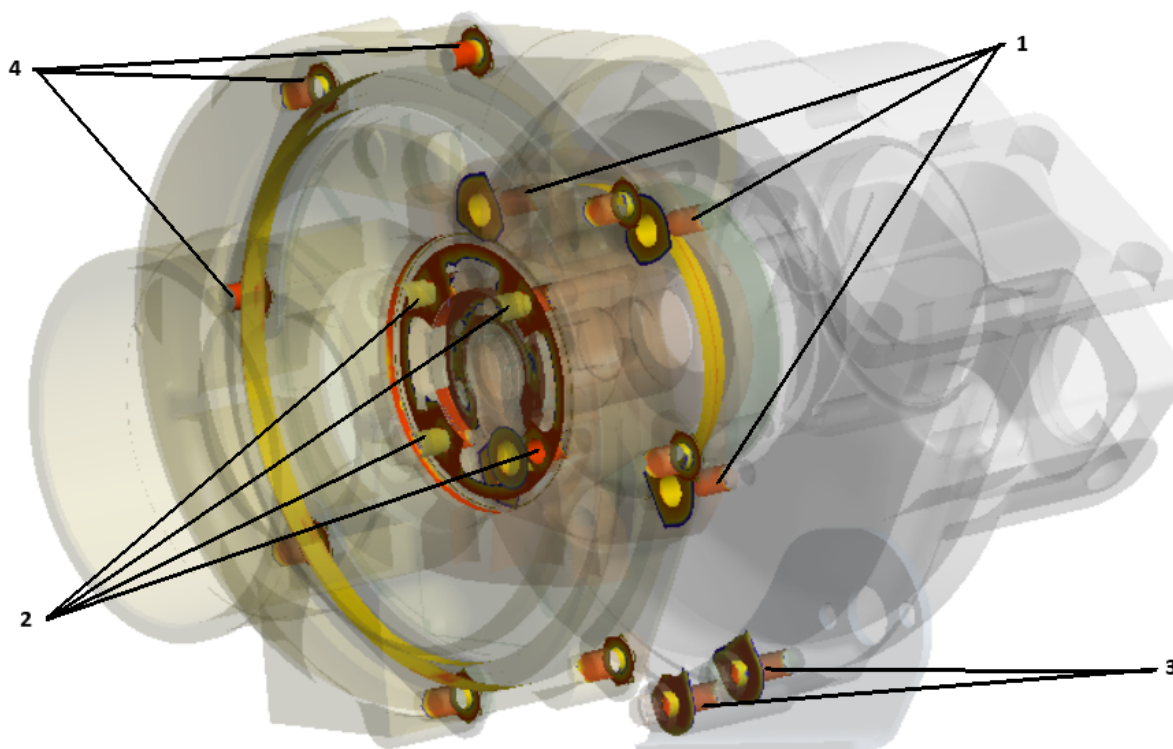
Obrázek 9.3: Tabulka zvolených materiálů



### 9.2.2 Volba výpočtového přístupu

Jelikož je turbodmychadlo složeno z více částí, bylo důležité nastavit jednotlivé kontakty. Zde záleží na volbě přístupu, jelikož lze také během výpočtu uvažovat, že je turbodmychadlo tvořeno pouze jednou částí. Tento typ přístupu k výpočtu je nastaven primárně v Ansys Workbench a znamená, že spojení mezi jednotlivými částmi je nastaveno jako pevné po celé kontaktní ploše. Výhodou je nižší náročnost pro počítač a zkrácení času pro výpočet, avšak nevýhodou je zvýšení tuhosti celého turbodmychadla.

Druhým přístupem k výpočtu, který je přesnější a který je zvolen pro tuto modální analýzu turbodmychadla se skládá z více kroků. Nejprve je potřeba nastavit kontakty mezi částmi, přičemž zde byly nastaveny kontakty pouze pevné, nebo třecí spojení.



Obrázek 9.4: Kontakty jednotlivých částí dle druhého přístupu

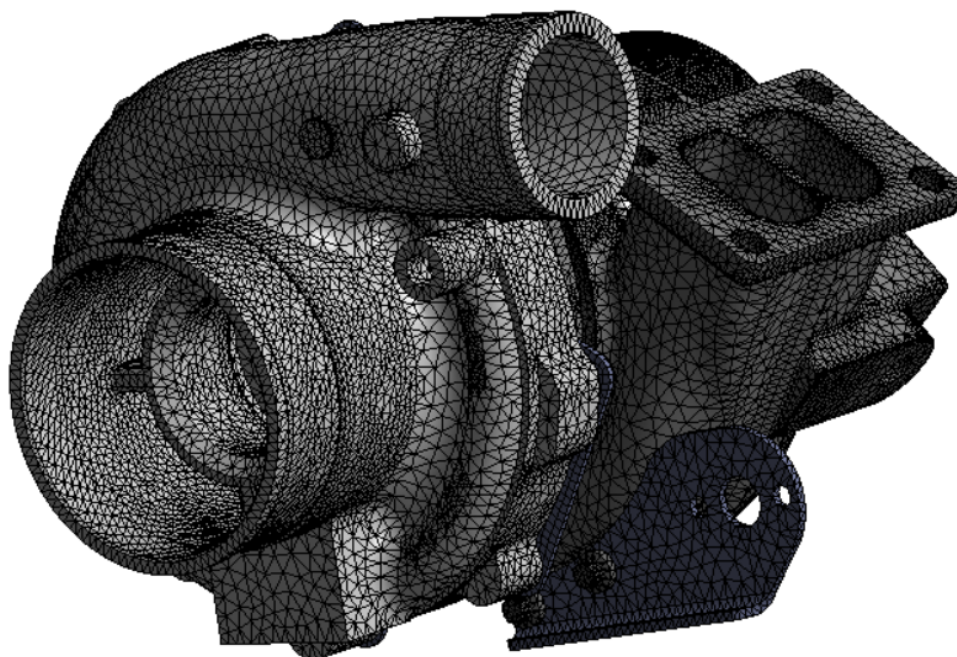
Na přiloženém obrázku 9.4 lze pozorovat jednotlivé vykreslené kontakty, přičemž červená barva znamená pevné a neměnné spojení mezi součásti, oranžová barva je pro menší posuvy či natočení, žlutá barva je pro součásti které se již nedotýkají, ale jsou blízko sebe a modrá je pro části, které jsou již daleko od sebe. Šrouby uvedené pod označením 1 jsou pro spojení ložiskové a turbínové části (4x šrouby M8), označení 2 je pro šrouby, které spojují ložiskovou část a disk kompresoru (4x šrouby M8), číslo 3 je pro spojení části pro uchycení ovládání obtokového ventilu a turbínové sekce a číslo 4 je pro spojení krytu a disku kompresoru (8x šroubů M8).

### 9.2.3 Nastavení strukturální analýzy pro předpětí šroubů

Dalším krokem tohoto přístupu bylo nastavení předpětí jednotlivých šroubů. U šroubů, pro spojení skříně a disku kompresoru, bylo nastaveno předepnutí na 15242 N (pevnost

šroubů z kategorie 8.8), zatímco u ostatních šroubů bylo nastavené na 23388 N (pevnost šroubů kategorie 10.9). Toto nastavení bylo provedeno na základě tabulky pro osově síly vytvořené předpětím pro různé velikosti šroubů. [50]

Následně bylo potřeba zavazbit turbodmychadlo. Jako pevná podpora byla nastavena plocha turbínové skříně, viz obrázek 9.2 (červená odrážka). Právě touto plochou je turbodmychadlo přichyceno ke svodům, nebo přímo k motoru. Poté byla provedena tvorba diskretizace s 3 mm elementy. Během této diskretizace bylo vytvořeno kolem 950 000 uzlů a 550 000 prvků.



Obrázek 9.5: Diskretizace s 3 mm elementy

Posledním krokem tohoto přístupu je provedení výpočtu strukturální analýzy, protože vlivem předepnutí šroubů vznikne předpětí v jednotlivých součástech, které způsobí deformaci a tření. Právě pomocí této analýzy se zjišťují plochy, kde dochází k pevnému spojení, viz obrázky 9.4 a 9.7.

#### 9.2.4 Nastavení modální analýzy

Na základě předchozího výpočtu byla provedena modální analýza. V našem případě bylo zapotřebí zjistit, zda se nevyskytuje vlastní frekvence ve využívaném spektru frekvencí od 0 Hz do 335 Hz. Tento rozsah frekvencí záleží na frekvenci zápalu motoru automobilů. Tato frekvence je tedy odlišná pro různé motory s jiným počtem válců, protože zde záleží, kolik válců má zápal v jedné otáčce klikové hřídele. Např. pro 6-válcový motor při 3 000 otáčkách za minutu je tato frekvence 150 Hz, přičemž zvolený 6-ti válcový motor má maximální otáčky až 6 700 otáček za minutu, tedy do 335 Hz.

Pro výpočet modální analýzy bylo pouze zapotřebí nastavit simulaci pro vyhledání prvních šesti tvarů. Pro porovnání byla provedena i modální analýza, kde jsme nebrali v potaz skutečnost, že se turbodmychadlo skládá z více částí, tedy modální analýza byla řešena dle obou zmíněných přístupů k výpočtu.

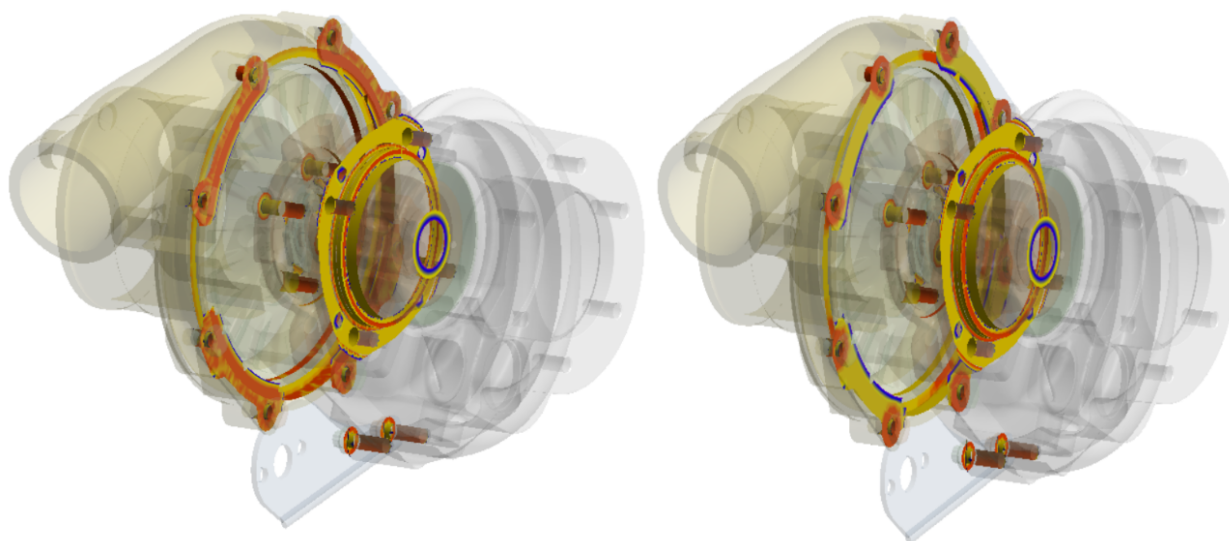
## 9.3 Vyhodnocení

Jako výstup z provedených modálních analýz jsme dostali prvních šest vlastních frekvencí, jak bylo nastaveno pro obě modální analýzy.

Vlastní tvar	Vlastní frekvence		Rozdíl v procentech
	Modální analýza s předpětím šroubů	Modální analýza bez předpětí šroubů	
1	420,65 Hz	450,71 Hz	7,15
2	461,08 Hz	500,87 Hz	8,63
3	515,73 Hz	547,15 Hz	6,09
4	542,96 Hz	593,80 Hz	9,36
5	629,32 Hz	725,12 Hz	15,22
6	808,89 Hz	909,35 Hz	12,42

Obrázek 9.6: Tabulka pro porovnání vlastních frekvencí

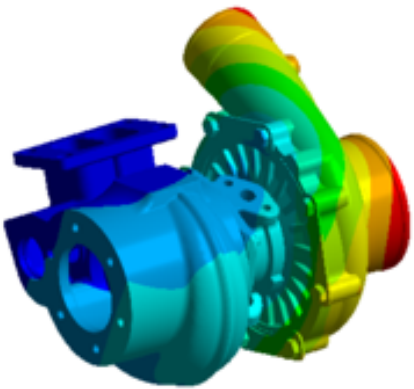
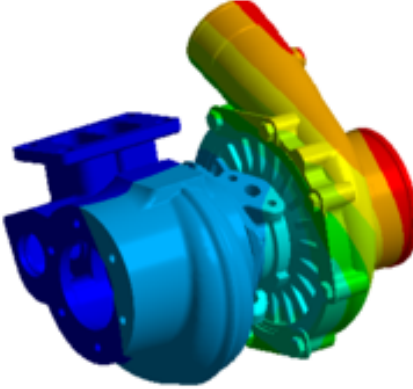
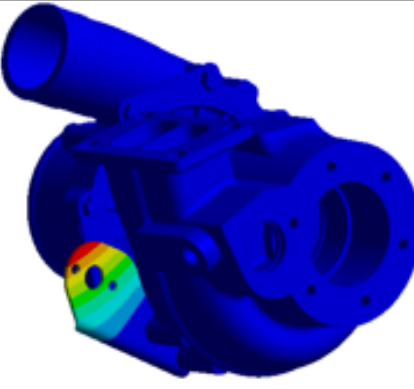
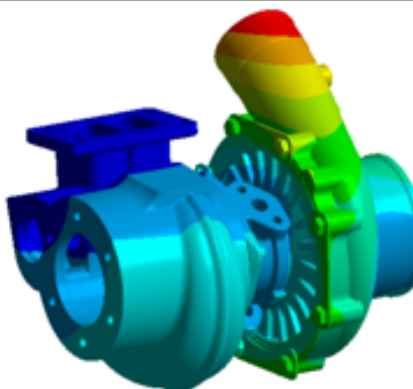
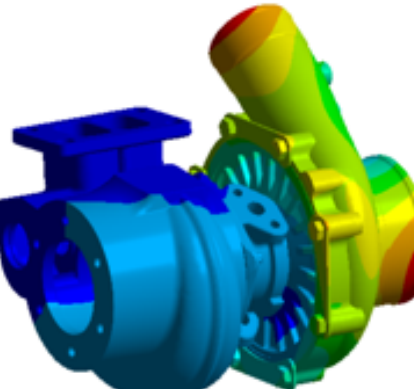
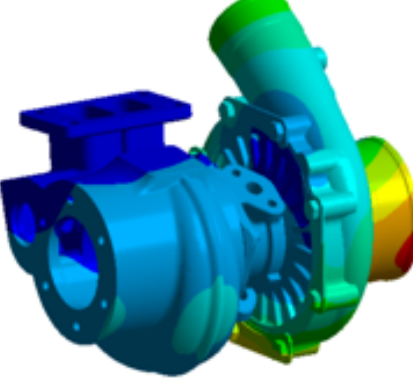
V předchozí tabulce, lze vidět rozdíl mezi hodnotami vyhledaných vlastních frekvencí, přičemž se rozdíl pohyboval v od rozmezí 7 až do 15 procent, což je celkem zřetelné zkreslení výsledků, vlivem zvýšení tuhosti turbodmychadla. Na následujícím obrázku 9.7 lze také pozorovat právě jednotlivé kontakty dle prvního zmíněného přístupu, část vlevo a dle druhého přístupu k výpočtu, část vpravo.



Obrázek 9.7: Jednotlivé kontakty mezi částmi

Jak je i z tohoto obrázku patrné, je zde velký rozdíl mezi přístupy, přičemž zde je to konkrétně mezi pevnými spojením (červená barva) jednotlivých částí, kde na levém obrázku je pevné spojení podél celé plochy spojovacích desek kompresoru, zatímco na pravého obrázku je pevné spojení soustředěno v místech kolem šroubů.

Vykreslení specifických vlastních šesti tvarů lze vidět na následujícím obrázku 9.8, přičemž jsou zde zobrazeny pouze módy provedené modální analýzy s uvažováním, že se turbodmychadlo skládá z více částí, jak je tomu i ve skutečnosti.

Vlastní tvar	Vlastní frekvence	Vlastní tvar	Vlastní frekvence
1	 420,65 Hz	2	 461,08 Hz
3	 515,73 Hz	4	 542,96 Hz
5	 629,32 Hz	6	 808,89 Hz

Obrázek 9.8: Vlastních tvary turbodmychadla

Dle výsledků z modální analýzy jsme zjistili, že výstupem ze simulací zde nebyla žádná hodnota v rozsahu frekvencí od 0 Hz do 335 Hz, a tudíž se v tomto rozsahu nevyskytuje žádná přirozená frekvence.

Z tohoto výsledku lze usoudit, že toto turbodmychadlo bylo navrženo dobře pro zabránění rezonancím, které mohou vzniknout vlivem frekvence zážehu 6-ti válcového motoru s maximem otáček 6700 za minutu. Pro přesnější výsledky této analýzy by bylo vhodné provést následně i citlivostní analýzu.

## 10 Závěr

Turbodmychadlo vzniklo již počátkem 20. století lety pro užití velkými naftovými motory, avšak v automobilním průmyslu se poprvé objevilo až v 60. letech ve Spojených státech, v Evropě dokonce ještě o 10 let později. Od začátku své existence prošlo značným vývojem, přičemž dnešní trend a požadavky zákazníků nutí výrobce k dalšímu vývoji.

Vzhledem k tomu, že se jedná o vysoce zatíženou součást, kdy rotor turbodmychadla dosahuje až 300 000 otáček, a zároveň jsou jednotlivé komponenty zatěžovány i vysokými teplotami, které mohou dosáhnout až 850°C u vznětových motorů a 1050°C u zážehových motorů, je nutné se zabývat volbou mnoha požadavků i na samotný vývoj turbodmychadla. Je potřeba, aby nastal určitý kompromis mezi jednotlivými požadavky, které mohou být například životnost, cena, bezpečnost, ale rovněž velikost, nebo hmotnost.

Po volbě hlavních požadavků na vývoj je nezbytné se zabývat dalšími aspekty. Musíme se zde nejprve zabývat volbou turbínového kola. Dále je potřeba řešit způsob uložení ložisek a jejich následné mazání, s tím souvisí i jejich hluchnost. Důležité je také řešení těsnění samotných skříní, nebo i prvků pomocí kterých můžeme zvýšit účinnost turbodmychadla, např. systém mezichlazení plnicího vzduchu. Dalším krokem při vývoji jednotlivých turbodmychadel je samotné konstrukční řešení turbodmychadla, přičemž v automobilním průmyslu se nejčastěji jedná o kombinaci radiálního kompresoru a radiální turbíny.

Při vývoji turbodmychadla jsou s výhodou využívány numerické simulace, zejména kvůli ceně a rychlosti dodaných informací, přičemž umožňují zkoumat chování při reálných vstupních podmínkách. Lze je také využít pro návrh některých konstrukčních parametrů, popis mazání ložisek, predikce vzniku vibrací lopatek, atd.. Numerické simulace se hlavně ale používají pro ověření, nebo predikci chování turbodmychadla při testech se skutečným modelem na zkušební stanici.

Tyto testy na reálných modelech jsou také velmi důležitou a nedílnou částí vývoje. Musejí být prováděny pro ověření správnosti navrhovaných parametrů při vývoji, i vzhledem k základním požadavkům na vývoj. Dalším důvodem pro provádění těchto testů je fakt, že numerické simulace jsou pouze teoretický předpoklad chování, a tudíž je potřeba ověřit toto chování zároveň i na zkušebních stanicích.

Na základě provedené rešeršní studie lze předpokládat, že význam této součásti bude v automobilovém průmyslu i nadále růst, jelikož většina nových automobilů se spalovacím motorem je přepřínována a je potřeba, dle ekologických norem, stále snižovat množství škodlivých emisí tak, aby byly vůbec v budoucnu spalovací motory konkurenceschopné elektromotorům. Největší šance na udržení spalovacích motorů lze vidět zejména v hybridních vozech, které razantně snižují emise, avšak zachovávají si i výhody spalovacího motoru. Samozřejmě význam této součásti bude narůstat i v jiných oblastech průmyslu, mezi které patří například energetický, nebo lodní průmysl, avšak zde se jedná o turbodmychadla odlišného konstrukčního provedení.



# 11 Literatura

- [1] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [2] BARTONÍČEK, Ladislav a Technická univerzita v Liberci. *Přepřínování pístových spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-800-0. Dostupné také z: [https : //dnnt.mzk.cz/uuid/uuid : 6fd0a9c0 – 26cb – 11e4 – 8e0d – 005056827e51](https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:6fd0a9c0-26cb-11e4-8e0d-005056827e51)
- [3] ZAPLETAL, Miroslav, Karel MIFFEK a Vladimír KLIMENT. *Přepřínování naftových motorů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. Dostupné také z: [https : //dnnt.mzk.cz/uuid/uuid : 4fdfed60 – 0540 – 11e6 – a611 – 005056827e51](https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:4fdfed60-0540-11e6-a611-005056827e51)
- [4] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989, 309 s.
- [5] ŠTĚRBA, Pavel, Jiří ČUPERA a Adam POLCAR. *Automobily*, (8): Diagnostika motorových vozidel II. Brno: Avid, s.r.o., 2011. ISBN 978-80-87143-19-3. Dostupné také z: [https : //dnnt.mzk.cz/uuid/uuid : 36aa4a30 – 77b0 – 11e9 – 8cea – 005056827e52](https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:36aa4a30-77b0-11e9-8cea-005056827e52)
- [6] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla a vozidlové turbíny: přepřínování spalovacích motorů*. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1981, 134 s.
- [7] WATSON, N. a M. S. JANOTA. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London: THE MACMILLAN PRESS, 1982. ISBN 978-1-349-04026-1.
- [8] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. Wien; New York: Springer, 2007, xiv, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [9] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, 2008, 160 s. ISBN 19-324-9429-4.
- [10] NGUYEN-SCHÄFER, Hung.. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotordynamics – Bearing Design – Rotor Balancing*. Berlin: Heidelberg: Springer Berlin, 2012. ISBN 9783642275173.
- [11] BLEJCHAR, Tomáš. *Turbulence modelového proudění - CFX: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2606-6.
- [12] WÖHR, Michael, Elias CHEBLI, Markus MÜLLER, Hans ZELLBECK, Johannes LEWEUX a Andreas GORBACH. Development of a turbocharger compressor with variable geometry for heavy-duty engines. *International Journal of Engine Research* [online]. 2015, 16(1), 23-30 [cit. 2020-11-29]. ISSN 1468-0874. Dostupné z: doi:10.1177/1468087414562457
- [13] STOJANOVIC, B. a Jasna Glisovic. Application of Ceramic Matrix Composite in Automotive Industry. *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering* [online]. 2021. Dostupné z: doi:10.1016/b978-0-12-819724-0.00018-5

- [14] BOLZ, H., A. Rinaldi a A. Kaufmann. Critical aspects in turbocharger testing. *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* [online]. 2014, 265–277 [cit. 2020-01-27]. Dostupné z: doi:10.1533/978081000342.265
- [15] LUDDECKE, B., D. Filsinger a M. Bargende. On wide mapping of a mixed flow turbine with regard to compressor heat flows during turbocharger testing. *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* [online]. 2012 [cit. 2020-01-27]. Dostupné z: doi:10.1533/9780857096135.4a.185
- [16] JOHANSSON, M., Kristoffer Ekberg a Lars Eriksson. Time Optimal Turbocharger Testing in Gas Stands with a Known Map. *IFAC-PapersOnLine* [online]. 2018, 51(31) [cit. 2020-01-26]. ISSN 2405-8963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2018.10.092
- [17] ALLPORT, J., M. Jupp, A. Pezouvanis, G. W. Janicki, A. I. Pierończyk, A. J. Day a M. K. Ebrahimi. Turbocharger blade vibration: Measurement and validation through laser tip-timing. *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* [online]. 2012, 173–181 [cit. 2020-01-27] Dostupné z: doi:10.1533/9780857096135.3b.173
- [18] SOLIMAN, M., A. A. Emara, E. Abdel Razek a H.A. Moneib. Modeling and CFD Analysis of Air Flow through Automotive Turbocharger Compressor: Analytical Approach and Validation. *International Conference on Aerospace Sciences and Aviation Technology* [online]. 2017 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: doi: 10.21608/asat.2017.22756
- [19] DEWAR Brett, Jonna Tiainen, Ahti Jaatinen-Värri, Mike Creamer, Mariana Dotcheva, Jovana Radulovic a James M. Buick. CFD Modelling of a Centrifugal Compressor with Experimental Validation through Radial Diffuser Static Pressure Measurement. *International Journal of Rotating Machinery* [online]. 2019, 12 s. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2019/7415263>
- [20] XIAO Senlin, Wanchen Sun, Jiakun Du a Guoliang Li. Application of CFD, Taguchi Method, and ANOVA Technique to Optimize Combustion and Emissions in a Light Duty Diesel Engine. *Mathematical Problems in Engineering* [online]. 2014, 9 s., [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2014/502902>
- [21] PANAYIDES, PESYRIDIS a SARAVI. Design of a Sequential Axial Turbocharger for Automotive Application. *Energies* [online]. 2019 12(23) [cit. 2021-03-15]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12234433
- [22] JUECHTER, V., M.M. FRANKE, T. MERENDA, A. STICH, C. KÖRNER a R.F. SINGER. Additive manufacturing of Ti-45Al-4Nb-C by selective electron beam melting for automotive applications. *Additive Manufacturing* [online]. 2018, 22, 118-126 [cit. 2021-03-15]. ISSN 22148604. Dostupné z: doi:10.1016/j.addma.2018.05.008
- [23] ANDREARCZYK, Artur, Paweł BAGIŃSKI a Piotr KLONOWICZ. Numerical and experimental investigations of a turbocharger with a compressor wheel made of additively manufactured plastic. *International Journal of Mechanical Sciences* [online]. 2020 [cit. 2021-03-15]. ISSN 00207403. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijmecsci.2020.105613

- [24] HOSSEINI, E. a V.A. POPOVICH. A review of mechanical properties of additively manufactured Inconel 718. *Additive Manufacturing* [online]. 2019 [cit. 2021-4-29]. ISSN 22148604. Dostupné z: doi:10.1016/j.addma.2019.100877
- [25] WEN, Daosheng, Shouren WANG, Gaoqi WANG, Peiquan GUO, Liying YANG a Xuefeng YANG. Fabrication processing and mechanical properties of Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic turbocharger wheel. *Ceramics International* [online]. 2018, 44(9), 10596-10603 [cit. 2021-4-29]. ISSN 02728842. Dostupné z: doi:10.1016/j.ceramint.2018.03.084
- [26] MUKHOPADHYAY, S. Artificial neural network applications in textile composites. *Soft Computing in Textile Engineering* [online]. Elsevier, 2011, s. 329-349 [cit. 2021-03-19]. ISBN 9781845696634. Dostupné z: doi:10.1533/9780857090812.4.329
- [27] HUANG, Liyong, Chaochen MA, Yanzhao LI, Jianbing GAO a Mingxu QI. Applying neural networks (NN) to the improvement of gasoline turbocharger heat transfer modeling. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2018, 141, 1080-1091 [cit. 2021-03-19]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.06.062
- [28] HATAMI, M., M. C. M. Cuijpers a M. D. Boot. Experimental optimization of the vanes geometry for a variable geometry turbocharger (VGT) using a Design of Experiment (DoE) approach. *Energy Conversion and Management* [online]. 2015, 106, 1057–1070 [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2015.10.040
- [29] NELSON, Daniel A. Development of a Noncontacting Mechanical Seal for High Performance Turbocharger Applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* [online]. 2019, 141(3) [cit. 2021-03-19]. ISSN 0742-4795. Dostupné z: doi:10.1115/1.4041244
- [30] NAUNDORF, Detlef a Holger BOLZ. Turbocharger test stand with a hot gas generator for high-performance supercharging systems. *MTZ worldwide* [online]. 2008; 69(10), 22-24 [cit. 2021-04-12]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/BF03226916
- [31] DE BELLIS, Vincenzo, Fabio BOZZA, Christof SCHERNUS a Tolga UHLMANN. Advanced Numerical and Experimental Techniques for the Extension of a Turbine Mapping. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2013, 6(3), 1771-1785 [cit. 2021-4-27]. ISSN 1946-3944. Dostupné z: doi:10.4271/2013-24-0119
- [32] DE BELLIS, Vincenzo, Silvia MARELLI, Fabio BOZZA a Massimo CAPOBIANCO. 1D Simulation and Experimental Analysis of a Turbocharger Turbine for Automotive Engines Under Steady and Unsteady Flow Conditions. *Energy Procedia* [online]. 2014, 45, 909-918 [cit. 2021-4-27]. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2014.01.096
- [33] BOROVKOV, Aleksey, Igor VOINOV, Yuri GALERKIN, Roman KAMINSKY, Aleksandr DROZDOV, Olga SOLOVYEVA a Kristina SOLDATOVA. Design, Plant Test and CFD Calculation of a Turbocharger for a Low-Speed Engine. *Applied Sciences* [online]. 2020, 10(23) [cit. 2021-4-27]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app10238344



- [34] ZHANG, J., M. ZANGENEH a P. EYNON. A 3D inverse design based multidisciplinary optimization on the radial and mixed-inflow turbines for turbochargers. *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* [online]. Elsevier, 2014, s. 399-410 [cit. 2021-4-30]. ISBN 9780081000335. Dostupné z: doi:10.1533/9780081000342.399
- [35] DELIGANT, M., P. PODEVIN a G. DESCOMBES. CFD model for turbocharger journal bearing performances. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2011, 31(5), 811-819 [cit. 2021-4-30]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaling.2010.10.030
- [36] KAUL, Sharang, Tanuj JOSHI a Lokesh VARSHNEY. Analysis of hot air duct between turbocharger and intercooler. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2021, 43, 719-725 [cit. 2021-5-6]. ISSN 22147853. Dostupné z: doi:10.1016/j.matpr.2020.12.846
- [37] NOVOTNÝ, Pavel, Petr ŠKARA a Juraj HLINÍK. The effective computational model of the hydrodynamics journal floating ring bearing for simulations of long transient regimes of turbocharger rotor dynamics. *International Journal of Mechanical Sciences* [online]. 2018, 148, 611-619 [cit. 2021-5-6]. ISSN 00207403. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.09.025
- [38] NOVOTNÝ, Pavel a Jozef HRABOVSKÝ. Efficient computational modelling of low loaded bearings of turbocharger rotors. *International Journal of Mechanical Sciences* [online]. 2020, 174 [cit. 2021-5-6]. ISSN 00207403. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijmecsci.2020.105505
- [39] PEIXOTO, Thales Freitas a Katia Lucchesi CAVALCA. Thrust bearing coupling effects on the lateral dynamics of turbochargers. *Tribology International* [online]. 2020, 145 [cit. 2021-5-6]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2020.106166
- [40] BARTOŠÁK, Michal, Miroslav ŠPANIEL a Karel DOUBRAVA. Thermo-mechanical fatigue of SiMo 4.06 turbocharger turbine housing: Damage operator approach. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2019, 105, 736-755 [cit. 2021-5-7]. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2019.06.068
- [41] NAGODE, M., M. HACK a M. FAJDIGA. Low cycle thermo-mechanical fatigue: damage operator approach. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* [online]. 2010, 33(3), 149-160 [cit. 2021-5-7]. ISSN 8756758X. Dostupné z: doi:10.1111/j.1460-2695.2009.01424.x
- [42] NAGODE, Marko, Frank LÄNGLER a Michael HACK. A time-dependent damage operator approach to thermo-mechanical fatigue of Ni-resist D-5S. *International Journal of Fatigue* [online]. 2011, 33(5), 692-699 [cit. 2021-5-7]. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.11.009
- [43] KETATA, Ahmed, Zied DRISS a Mohamed Salah ABID. *Impact of blade number on performance, loss and flow characteristics of one mixed flow turbine*. *Energy* [online]. 2020, 203 [cit. 2021-5-7]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2020.117914

- [44] GALINDO, J., A. GIL, R. NAVARRO a D. TARÍ. Analysis of the impact of the geometry on the performance of an automotive centrifugal compressor using CFD simulations. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2019, 148, 1324-1333 [cit. 2021-5-8]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.12.018
- [45] ZHONG, Chao, Liaoping HU, Jinke GONG, Chenxi WU, Shaoli WANG a Xianlei ZHU. Effects analysis on aerodynamic noise reduction of centrifugal compressor used for gasoline engine. *Applied Acoustics* [online]. 2021, 180 [cit. 2021-5-8]. ISSN 0003682X. Dostupné z: doi:10.1016/j.apacoust.2021.108104
- [46] LIU, Zhihao, Renren WANG, Fang CAO a Pidong SHI. Dynamic Behaviour Analysis of Turbocharger Rotor-Shaft System in Thermal Environment Based on Finite Element Method. *Shock and Vibration* [online]. 2020, 1-18 [cit. 2021-5-8]. ISSN 1070-9622. Dostupné z: doi:10.1155/2020/8888504
- [47] OBERSTE-BRANDENBURG, C., K. SHOGHI, M. GUGAU a F. KRUSE. On the influence of thermal boundary conditions on the Thermo Mechanical Analysis of turbine housing of a turbocharger. *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* [online]. Elsevier, 2012, s. 83-95 [cit. 2021-5-13]. ISBN 9780857092090. Dostupné z: doi:10.1533/9780857096135.2b.83
- [48] ŁUCZYŃSKI, Piotr, Matthias GIESEN, Thomas-Sebastian GIER a Manfred WIRSUM. Uncoupled CFD-FEA Methods for the Thermo-Structural Analysis of Turbochargers. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power* [online]. 2019, 4(4) [cit. 2021-5-13]. ISSN 2504-186X. Dostupné z: doi:10.3390/ijtp4040039
- [49] LI, Huibin, Chenxia ZHANG, Yue ZHANG a Lei HOU. Vibration modes of the rotor system of turbocharger with floating-ring bearing. *Journal of Vibroengineering* [online]. 2016, 18(5), 3057-3069 [cit. 2021-5-13]. ISSN 1392-8716. Dostupné z: doi:10.21595/jve.2016.16581
- [50] Utahovací momenty šroubů. *Briol: Spojovací materiály* [online]. 2013, [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovací-momenty-sroubu>
- [51] BARTÁK, Martin. Počítačové simulace proudění (CFD) ve větrání a klimatizaci. *ČVUT v Praze, FSI, Ústav techniky prostředí* [online]. 2001, [cit. 2021-02-03].
- [52] VRBKA, Martin a Michal Vaverka. *Metoda konečných prvků [přednáška]*. Brno, Ústav konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT.
- [53] Galagali Abubakar, G. and Shaikh Navajsharif. Modal and Harmonic analysis of Turbocharger turbine using Finite Element Method. *International Journal of Application or Innovation in Engineering and Management* [online]. 2013 [cit. 2021-5-13]. ISSN 2319 - 4847
- [54] ALI, L.S, Hamel MOHAMMED a Kamel, H.M. The number of blade effects on the performance of a mixed turbine rotor. *Engineering Review* [online]. 2017 [cit. 2021-5-8].

- [55] KOSKENNIEMI, Isak, 2021. Turbocharger. *GrabCAD* [online]. 2017 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/turbocharger-26>
- [56] *Princip turbodmychadla* [online]. 2016 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: [http : //www.flexamiauto.cz/teorie/](http://www.flexamiauto.cz/teorie/)
- [57] GEROGALLIDES, T. *How the turbo Anti-Lag System works* [online]. 2003 [cit. 2020-01-22]. Dostupné z: [http : //www.rallycars.com/Cars/bangbang.html](http://www.rallycars.com/Cars/bangbang.html)
- [58] *Development, Matching and Testing* [online]. 2002 [cit. 2020-01-25]. Dostupné z [http : //www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerDevelopment.aspx](http://www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerDevelopment.aspx)
- [59] Turbo Tech 103 *Expert: Compressor Mapping* [online]. 2019 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: [https : //www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM\\_Turbo-Tech-103\\_Expert-1.pdf](https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-103_Expert-1.pdf)
- [60] AUTOMOTIVE TURBOCHARGER MARKET - GROWTH, TRENDS, COVID-19 IMPACT, AND FORECASTS (2021 - 2026). *Mordorintelligence* [online]. 2020 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.mordorintelligence.com/industry-reports/automotive-turbocharger-market](https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/automotive-turbocharger-market)
- [61] Emisní limity v Evropě fungují, a to je teprve začátek. *Elektrické vozy* [online]. 2020 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: <https://elektrickevozy.cz/clanky/emisni-limity-v-evrope-funguji-a-to-je-teprve-zacatek>
- [62] TURBODMYCHADLO S KATALYZÁTOREM: ÚČINNĚJŠÍ A ZDRAVĚJŠÍ. *Výzkum Vývoj Automotive* [online]. 2019 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.vvautomotive.cz/turbodmychadlo-s-katalyzatorem/](https://www.vvautomotive.cz/turbodmychadlo-s-katalyzatorem/)
- [63] Další snahy o záchranu spalovacích motorů: Turbodmychadlo a katalyzátor v jednom. *Novinky.cz* [online]. 2019 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.novinky.cz/auto/clanek/dalsi-snahy-o-zachranu-spalovacich-motoru-turbodmychadlo-a-katalyzator-v-jednom-40283624](https://www.novinky.cz/auto/clanek/dalsi-snahy-o-zachranu-spalovacich-motoru-turbodmychadlo-a-katalyzator-v-jednom-40283624)
- [64] Garrett E-Turbo Technology Accelerating Global Powertrain Electrification Trends Beginning with Mercedes-AMG. *Garrett advancing motion* [online]. 2020 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.garrettmotion.com/news/media/press-release/garrett-turbo-technology-accelerating-global-powertrain-electrification-trends-beginning-with-mercedes-amg/](https://www.garrettmotion.com/news/media/press-release/garrett-turbo-technology-accelerating-global-powertrain-electrification-trends-beginning-with-mercedes-amg/)
- [65] e-Turbo míří Z Formule 1 do sériových aut. Čtyřválcům by mohlo dát přes 400 koní. *autobible.cz* [online]. 2018 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //autobible.euro.cz/e-turbo-miri-formule-1-seriovych-aut-ctyrvalcum-by-mohlo-dat-pres-400-koni/](https://autobible.euro.cz/e-turbo-miri-formule-1-seriovych-aut-ctyrvalcum-by-mohlo-dat-pres-400-koni/)
- [66] Boj o gramy CO2 bude extrémně nákladný, může zdražit auta. *idnes.cz* [online]. 2019 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/emise-co2-autoprumysl-oxid-uhlicity.A190416\\_135217\\_automoto\\_fdv](https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/emise-co2-autoprumysl-oxid-uhlicity.A190416_135217_automoto_fdv)

- [67] VARIABLE GEOMETRY TURBINE (VG) TECHNOLOGY FOR GASOLINE. *mitsubishi turbocharger and engine europe b.v.* [online]. [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.turbocharger.mtee.eu/turbo – technologies/turbochargers – for – gasoline – vehicles/variable – geometry/](https://www.turbocharger.mtee.eu/turbo-technologies/turbochargers-for-gasoline-vehicles/variable-geometry/)
- [68] Variable Geometry Turbo for Gas Engines. *Garrett advancing motion* [online]. [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.garrettmotion.com/turbocharger – technology/gasoline – turbochargers/variable – geometry – turbo – for – gas – engines/?utm\\_source = news – video – hub&utm\\_medium = website&utm\\_campaign = video – center – story&utm\\_term = learn – more – button](https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/gasoline-turbochargers/variable-geometry-turbo-for-gas-engines/?utm_source=news-video-hub&utm_medium=website&utm_campaign=video-center-story&utm_term=learn-more-button)
- [69] VNT™ Turbochargers. *Garrett advancing motion* [online]. [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: [https : //www.garrettmotion.com/turbocharger – technology/how – a – turbo – works/broadest – turbo – range/vnt – turbochargers/](https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/broadest-turbo-range/vnt-turbochargers/)
- [70] 3D TISK KOVŮ PRONIKÁ DO VÝROBY POMALU. *FAKULTA STROJNÍ ČVUT V PRAZE* [online]. 2019, [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: [https : //www.fs.cvut.cz/verejnost/pr – media/pribeh – y – z – ustavu/pribeh – 3d – tisk – kovu/](https://www.fs.cvut.cz/verejnost/pr-media/pribeh-y-z-ustavu/pribeh-3d-tisk-kovu/)
- [71] THE WORLD'S FIRST 3D PRINTED TURBOCHARGER. *TURBO DYNAMICS* [online]. [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: [https : //www.turbodynamics.co.uk/media/blog/3d – printed – turbocharger](https://www.turbodynamics.co.uk/media/blog/3d-printed-turbocharger)
- [72] BorgWarner Introduces Dual Volute Turbocharger for Gasoline Engines. *BorgWarner* [online]. 2018, [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: [https : //www.borgwarner.com/newsroom/press – releases/2018/09/06/borgwarner – introduces – dual – volute – turbocharger – for – gasoline – engines](https://www.borgwarner.com/newsroom/press-releases/2018/09/06/borgwarner-introduces-dual-volute-turbocharger-for-gasoline-engines)
- [73] BorgWarner Corporate. Dual Volute Turbocharger. *In: Youtube* [online]. 28.2.2019, [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: [https : //www.youtube.com/watch?v = r4RyEQGxyWI](https://www.youtube.com/watch?v=r4RyEQGxyWI)
- [74] Fuel types of new passenger cars. *ACEA* [online]. 2019 [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: [https : //www.acea.be/statistics/tag/category/share – of – diesel – in – new – passenger – cars](https://www.acea.be/statistics/tag/category/share-of-diesel-in-new-passenger-cars)
- [75] TOP 3 VÝHODY KULIČKOVÝCH LOŽISEK. *Specialturbo* [online]. 2018, [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: [https : //www.specialturbo.cz/2020/04/17/top – 3 – vyhody – kulickovych – lozisek/](https://www.specialturbo.cz/2020/04/17/top-3-vyhody-kulickovych-lozisek/)
- [76] KULIČKOVÁ VS. KLUZNÁ LOŽISKA. *Specialturbo* [online]. 2018, [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: [https : //www.performance – turbodmychadla.cz/kulickova – vs – kluzna – loziska/](https://www.performance-turbodmychadla.cz/kulickova-vs-kluzna-loziska/)
- [77] BAINES N., Krivitzky E. a L. Larosilliere. Automotive turbocharging. *Industrial Requirements and Technology Developments* [online]. [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: [https : //www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer09\\_baines.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer09_baines.pdf)
- [78] *SUZUKITUNING.COM* [online]. [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: <http://www.suzuki-tuning.com/General/KKK>

- [79] DRY GAS SEALS IN OIL and GAS <https://www.turbomachinerymag.com/> [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/dry-gas-seals-in-oil-gas/>
- [80] FUTURE TURBOCHARGING CHALLENGES WITH CFD, FEA. *AutoTechReview* [online]. 2015, 4-3, [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <https://autotechreview.com/media/attachments/4649ATRMar15.pdf>
- [81] KADLEČEK, J. *Přepřínování spalovacích motorů*. Brno, 2011 [cit. 2021-04-30]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jan Vančura.
- [82] KŘÍŽ, R. *Hluk vznikající v turbodmychadle ve spalovacím motoru*. Brno, 2018 [cit. 2021-04-30]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jozef Doman.
- [83] ŠEBESTA, F. *Zkušební stanoviště pro zkoušení turbodmychadel*. Brno, 2015 [cit. 2021-04-30]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Svída.

# 12 Seznam použitých zkratek a symbolů

## Zkratky

tzv.	takzvané
atd.	a tak dále
např.	například
apod.	a podobně
num.	numerické
tech.	technické

## Symoly

$D_c$	vnější průměr /průměr špičky oběžného kola kompresoru
$D_t$	vnější průměr/průměr špičky turbínového kola
$\eta_t$	termická účinnost
$\eta_m$	mechanická účinnost
$Z_k$	počet lopatek kompresoru
$\sigma$	faktor skluzu kompresoru
$U/C_s$	poměr otáček lopatek turbíny
$Z$	počet lopatek oběžného kola kompresoru
<i>viz</i>	více zmíněno
<i>PVC</i>	polyvinylchlorid
<i>CRFP</i>	polymery vyztužené uhlíkovými vlákny
<i>DOA</i>	přístup operátora poškození
<i>BPF</i>	frekvence vibrací lopatek
<i>CHT</i>	konjugovaný přenos tepla
<i>MBC</i>	více-tělový systém
<i>TB</i>	typ axiálního ložiska v turbodmychadle

<i>HD</i>	hydrodynamický model
<i>FEA</i>	analýza pomocí metody konečných prvků
<i>CFD</i>	počítačová dynamika tekutin
<i>BT</i>	jednoduchá metoda objemové teploty
<i>AAV</i>	analytická adiabatická Y-plus metoda
<i>DYF</i>	metoda diabatické Y-plus pole
<i>TIC</i>	metoda koeficientu teplotního vlivu
<i>MH</i>	měřicí body
<i>OP</i>	provozní bod
<i>TFEA – EXPO</i>	přechodná analýza konečných prvků – exponenciální
<i>MKP</i>	metoda konečných prvků
<i>VTG</i>	variabilní geometrie turbíny
<i>VNT</i>	turbína s nastavitelnými tryskami
<i>LCF</i>	test životnosti